

**UNIVERSITÉ DE SHERBROOKE**

**Faculté de Génie**

**Département de génie chimique**

**MODÉLISATION DU SÉCHAGE EN CONTINU D'UNE  
NAPPE DE FIBRES SUR UN TAMBOUR MÉTALLIQUE  
CHAUFFÉ PAR INDUCTION ÉLECTRIQUE**

**Thèse de doctorat ès sciences appliquées**

**Spécialité : génie chimique**

**Sergio A. PÉREZ**

**Sherbrooke (Quebec), CANADA**

**avril 2000**



**National Library  
of Canada**

**Acquisitions and  
Bibliographic Services**

**395 Wellington Street  
Ottawa ON K1A 0N4  
Canada**

**Bibliothèque nationale  
du Canada**

**Acquisitions et  
services bibliographiques**

**395, rue Wellington  
Ottawa ON K1A 0N4  
Canada**

*Your file Votre référence*

*Our file Notre référence*

**The author has granted a non-exclusive licence allowing the National Library of Canada to reproduce, loan, distribute or sell copies of this thesis in microform, paper or electronic formats.**

**The author retains ownership of the copyright in this thesis. Neither the thesis nor substantial extracts from it may be printed or otherwise reproduced without the author's permission.**

**L'auteur a accordé une licence non exclusive permettant à la Bibliothèque nationale du Canada de reproduire, prêter, distribuer ou vendre des copies de cette thèse sous la forme de microfiche/film, de reproduction sur papier ou sur format électronique.**

**L'auteur conserve la propriété du droit d'auteur qui protège cette thèse. Ni la thèse ni des extraits substantiels de celle-ci ne doivent être imprimés ou autrement reproduits sans son autorisation.**

**0-612-67588-2**

**Canada**

## ***RÉSUMÉ***

Un modèle prévisionnel de l'évolution de l'humidité et de la température au cours du séchage d'une nappe mince de fibres en contact avec une surface métallique chauffée par induction électrique a été posé. Il calcule également la température dans le tambour en fonction de la position. Des bilans massique et énergétique différentiels sont établis et le concept de la dérivée substantielle est utilisé pour relier les variables d'état en fonction du temps et de la position. Les processus de conduction, de convection, de radiation, d'induction thermique ainsi que le transfert d'énergie dû à la vaporisation de l'eau sont considérés explicitement. Le modèle prend en compte explicitement les perturbations dues aux variations dans l'humidité de la nappe à l'entrée du procédé. Il calcule la réponse du procédé face à ces perturbations ainsi qu'aux variables manipulées que sont la vitesse de rotation du cylindre, la puissance électrique fournie au système ainsi que la surface de contact de la nappe avec le tambour.

multiples expériences réalisées sur un banc d'essai ont permis de caractériser la réponse du procédé de séchage (température du tambour, humidité et température de la nappe) sous différentes combinaisons de conditions impliquant les variables manipulées et l'humidité de la nappe à l'entrée. Les essais ont également permis de calculer le rendement énergétique du procédé. Des mesures complémentaires de la température du tambour pendant le chauffage ont permis de bien caractériser les profils d'induction thermique dans ce dernier. L'ensemble de ces données a également permis de bien caractériser la valeur des divers paramètres du modèle et de préciser les tendances observées en fonction des variables du procédé. Les simulations effectuées ont permis de constater un degré élevé de correspondance entre les calculs et les résultats expérimentaux. Le modèle fut également utilisé pour calculer les conséquences de modifications effectuées dans le design du prototype sur le rendement énergétique

## ***SUMMARY***

A model was developed that predicted the evolution of the humidity and the temperature of a thin web of fibrous material during drying on the surface of a metal cylinder heated by electric induction. It also gave the temperature of the cylinder surface as a function of position. The established mass and energy balances and the concept of substantial derivatives were used to relate the state variables as a function of both time and position. The model explicitly considered heat conduction, convection and radiation as well as energy transfer caused by the evaporation of the water. Variations in the humidity of the web arriving at the cylinder were also considered. The model predicted the process responses to perturbations in the manipulated variables, these being the rotational speed of the cylinder, the electric power fed to the system, as well as the area of the web in contact with the cylinder surface.

Several experiments carried out using the pilot scale dryer allowed characterization of the responses of the drying process (cylinder temperature, web humidity and temperature) to different combinations of conditions of the manipulated process variables and the initial web humidity. These trials also gave the energetic efficiency of the process. Good characterization of the thermal induction profiles was obtained from complementary measurements of the cylinder temperature during heating. The complete data established the values of various model parameters and specified the observed tendencies of the system as a function of the manipulated variables. The simulations carried out showed a high degree of correspondence between the model predictions and the experimental results. The model was also used to calculate how modifications in the design of the prototype equipment influenced the energetic efficiency.



## **REMERCIEMENTS**

---

**Mes remerciements vont tout d'abord à mon directeur de recherche, le professeur Normand Thérien, pour ses précieux et judicieux conseils et ses directives claires et précises. Merci aussi pour sa précieuse aide dans la lourde tâche de correction de mes déficiences en français.**

**Ma reconnaissance va également à l'Universidad de Carabobo, Venezuela, au Conseil de la Recherche en Sciences Naturelles et en Génie du Canada et à Fondation de l'Université de Sherbrooke pour leur soutien financier dans le cadre de cette étude.**

**Mes remerciements sont également adressés au personnel technique du LTÉE (Hydro-Québec ) pour son intervention lors de la mise au point du banc d'essais.**

**Merci à Zulay et à mes filles Isliani, Isabella et Paula, pour leur patience, leur support moral et leurs encouragements.**

**Enfin, je remercie mes proches, bien qu'éloignés, pour leur soutien et encouragements proportionnels à la distance qui nous a séparé tout au long de cette thèse.**

**À Armando Pérez, mon père, qui était là au moment de mon départ et que malheureusement ne seras pas au moment de mon retour. Cette thèse est dédiée à ta mémoire.**

## TABLE DES MATIÈRES

	Page
<b>RÉSUMÉ</b> .....	i
<b>ABSTRACT</b> .....	ii
<b>REMERCIEMENTS</b> .....	iii
<b>TABLE DES MATIÈRES</b> .....	iv
<b>LISTE DES FIGURES</b> .....	vii
<b>LISTE DES TABLEAUX</b> .....	xii
<b>LISTE DE TERMES</b> .....	xiii
<b>I : INTRODUCTION</b> .....	1
<b>II : MONTAGE EXPÉRIMENTAL</b> .....	9
<b>2.1 Séchoir par contact chauffé à induction</b> .....	9
<b>2.2 Unité de mouillage, d'essorage et d'entraînement de la nappe</b> .....	14
<b>2.3 Instruments de mesure</b> .....	14
2.3.1 Puissance de chauffage .....	15
2.3.2 Vitesse de rotation du cylindre .....	15
2.3.3 Position du bras tendeur .....	16
2.3.4 Température du cylindre .....	16
2.3.5 Température de la nappe .....	17
2.3.6 Humidité de la nappe .....	18
<b>2.4 Système informatique</b> .....	18
<b>III: MODÈLE MATHÉMATIQUE DU SÉCHOIR À INDUCTION</b> .....	21
<b>3.1 Hypothèses simplificatrices considérées</b> .....	21
3.1.1 Induction électromagnétique .....	22
3.1.2 Uniformité thermique radiale dans le cylindre .....	22
3.1.3 Caractéristiques et propriétés de la nappe .....	22
3.1.4 Sélection du volume de contrôle .....	23
<b>3.2 Mécanismes de déperdition et de génération d'énergie pour le cylindre à vide</b> .....	24
3.2.1 Convection vers l'environnement (A) .....	26
3.2.2 Radiation vers l'extérieur du cylindre (B) .....	29
3.2.3 Convection vers l'intérieur du cylindre (C) .....	30
3.2.4 Radiation vers l'intérieur du cylindre (D) .....	32
3.2.5 Conduction à l'intérieur du cylindre (E) .....	33

3.2.6	Puissance induite dans le cylindre (Pw)	34
3.3	Modélisation du séchage de la nappe	36
3.3.1	Fondements du séchage	36
3.3.2	Mécanismes de transfert de l'eau dans une nappe	37
3.3.3	Mécanismes de transfert d'énergie dans la nappe	40
3.3.4	Modèles pour le séchage	42
3.3.5	Modèles pour le séchage par contact	44
3.4	Modèle mathématique du séchage d'une nappe mince sur un cylindre chauffé par induction	45
3.4.1	Modèle pour le séchoir dans la section d'induction	47
3.4.2	Modèle pour le séchoir dans la section de refroidissement #1	48
3.4.3	Modèle pour le séchoir dans la section de séchage	49
3.4.4	Modèle pour le séchoir dans la section de refroidissement #2	54
3.5	Résolution numérique du modèle mathématique du séchoir à induction	54
IV :	CARACTÉRISATION EXPÉRIMENTALE DES TRANFERTS D'ÉNERGIE ET ESTIMATION DES COEFFICIENTS DU MODÈLE	59
4.1	Vérification expérimentale de l'uniformité radiale de la température dans la paroi du cylindre	61
4.2	Caractérisation sur le banc d'essai des déperditions par convection et radiation	62
4.3	Caractérisation du flux d'énergie par conduction à l'intérieur du cylindre	66
4.4	Caractérisation de l'induction d'énergie dans le cylindre	75
4.4.1	Détermination expérimentale du facteur d'induction	78
4.5	Estimation des coefficients de transfert du procédé de séchage de la nappe	85
4.5.1	Expériences réalisées pour la détermination des coefficients de transfert	87
4.5.2	Discussion des résultats obtenus pour les coefficients de transfert	106
V :	VALIDATION DU MODÈLE SÉCHOIR À INDUCTION	112
5.1	Critères à utiliser pour la validation du modèle	112
5.2	Validation du modèle du cylindre à vide	113
5.3	Validation du modèle du séchoir à induction	118
5.3.1	Essais avec des changements sur la puissance de chauffage	119
5.3.2	Essais avec des changements sur la vitesse de rotation	127

5.3.3	Essais avec des changements sur la surface de contact nappe-cylindre .....	130
5.2.4	Essais avec des changements sur l'humidité à l'entrée .....	136
5.4	Validité du modèle .....	139
VI :	APPLICATIONS DU MODÈLE .....	141
6.1	Rendement énergétique du procédé de séchage à induction .....	142
6.1.1	Rendement énergétique en fonction de la puissance de chauffage ....	142
6.1.2	Rendement énergétique en fonction de la vitesse de rotation .....	143
6.1.3	Rendement énergétique en fonction de la surface de contact nappe-cylindre .....	143
6.2	Le modèle comme outil de design du procédé de séchage à induction ....	144
6.2.1	Déplacement de la position des inducteurs .....	145
6.2.2	Augmentation de la surface maximale disponible pour la section de séchage .....	149
VII :	CONCLUSION ET RECOMMANDATIONS .....	154
	BIBLIOGRAPHIE .....	159
	ANNEXES .....	111
A	Courbes de calibration .....	162
A.1	Calibration des mesures de puissance de chauffage .....	163
A.2	Calibration de la vitesse de rotation du cylindre .....	164
A.3	Calibration de la position du bras tendeur et périmètre couvert par la nappe .....	165
A.4	Humidité de la nappe .....	165
B	Coefficients de la série de Fourier utilisée pour représenter le facteur d'induction .....	166

## LISTE DES FIGURES

	Page
Figure 2.1	Banc d'essai pour le séchage de nappes textiles avec un séchoir cylindrique chauffé par induction électromagnétique..... 10
Figure 2.2	Dimensions physiques du cylindre..... 11
Figure 2.3	Emplacement des différentes zones sur la surface du cylindre séchoir. .... 13
Figure 2.4	Position approximative des thermocouples dans la paroi du cylindre.. 17
Figure 3.1	Schéma représentatif du volume de contrôle considéré pour le développement du modèle mathématique du cylindre à vide. .... 25
Figure 3.2	Schéma représentatif pour des cylindres concentriques avec transfert de chaleur par convection. .... 30
Figure 3.3	Mécanismes de transfert de l'eau pendant le séchage d'une nappe ..... 38
Figure 3.4	Localisation sur le cylindre des sections d'induction, de refroidissement et de séchage. .... 46
Figure 3.5	Schéma représentatif des volumes de contrôle dans la zone de séchage. .... 49
Figure 4.1	Profils de température des trois thermocouples placés à l'intérieur du cylindre. .... 61
Figure 4.2	Profils de température expérimental et calculé à partir du modèle en considérant progressivement les divers mécanismes par convection et radiation. .... 63
Figure 4.3	Écarts absolus entre la température expérimentale et la température calculée à partir du modèle en considérant les divers mécanismes par convection et radiation. .... 64
Figure 4.4	Pourcentages relatifs des déperditions d'énergie par les mécanismes de convection et radiation en fonction de la température du cylindre. 65
Figure 4.5	Dynamique de refroidissement du cylindre à vide à différentes vitesses de rotation. .... 66
Figure 4.6	Variation de la température du cylindre dans la zone de refroidissement pour l'essai avec une vitesse de rotation de 0.22 rev/min et Pwn=20%. .... 68
Figure 4.7	Variation de la température du cylindre dans la zone de refroidissement pour l'essai avec une vitesse de rotation de 0.22 rev/min et Pwn=40%. .... 68
Figure 4.8	Variation de la température du cylindre dans la zone de refroidissement pour l'essai avec une vitesse de rotation de 0.22 rev/min et Pwn=70%. .... 69
Figure 4.9	Variation de la température du cylindre dans la zone de refroidissement pour l'essai avec une vitesse de rotation de 0.22 rev/min et Pwn=90%. .... 69

Figure 4.10	Schéma simplifié du cylindre pour la détermination de la conduction de chaleur à l'intérieur du cylindre. ....	70
Figure 4.11	Variation des déperditions d'énergie par conduction $E$ en fonction de la position normalisée $Z'$ pour des essais avec $W_r=0.22$ rev/min et $P_{wn}$ entre 10% et 90%. ....	71
Figure 4.12	Variation de la fraction d'énergie par conduction $\Psi$ en fonction de la position $Z'$ à différentes vitesses de rotation du cylindre. ....	72
Figure 4.13	Caractérisation de la fraction d'énergie par conduction $\Psi$ en fonction de $Z'$ au moyen de la relation de type Lorentzien. ....	74
Figure 4.14	Représentation schématique des variables du modèle reliées à la puissance de chauffage électrique. ....	77
Figure 4.15	Température du cylindre mesurée dans la zone d'induction avec $P_{wn}=90\%$ et $W_r=0.15$ rev/min. ....	79
Figure 4.16	Schéma simplifié des caractéristiques physiques des inducteurs. ....	80
Figure 4.17	Facteur d'induction $FIND$ pour l'ensemble des essais avec une vitesse de rotation de 0.15 rev/min et une puissance nominale de 10% à 90% ....	82
Figure 4.18	Puissance induite $P_w$ dans la section d'induction à différentes puissances nominales $P_{wn}$ . ....	84
Figure 4.19	Efficacité globale de l'induction $\phi$ sur le cylindre en fonction de la puissance nominale. ....	85
Figure 4.20	Schéma représentatif du processus de séchage à l'interface nappe-cylindre. ....	86
Figure 4.21	Évolution des températures et de l'humidité durant l'essai # 1 avec $P_{wn}$ de 0% à 60%, $W_r=3.4$ rev/min et $PBT=0\%$ . ....	89
Figure 4.22	Évolution des températures et de l'humidité durant l'essai # 2 avec $P_{wn}$ de 60% à 70%, $W_r=3.4$ rev/min et $PBT=0\%$ . ....	90
Figure 4.23	Évolution des températures et de l'humidité durant l'essai # 3 avec $P_{wn}$ de 70% à 90%, $W_r=3.4$ rev/min et $PBT=0\%$ . ....	91
Figure 4.24	Évolution des températures et de l'humidité durant l'essai # 4 avec $P_{wn}$ de 90% à 60%, $W_r=3.4$ rev/min et $PBT=0\%$ . ....	91
Figure 4.25	Coefficient de contact $\beta$ en fonction de la température du cylindre à l'entrée de la section de séchage pour l'ensemble d'essais à diverses valeurs de $P_{wn}$ . ....	93
Figure 4.26	Coefficient de transfert de masse $K_g$ en fonction de la température du cylindre à l'entrée de la zone de séchage pour l'ensemble d'essais à divers valeurs de $P_{wn}$ . ....	94
Figure 4.27	Évolution des températures et de l'humidité durant l'essai # 5 avec $P_{wn}=60\%$ , $W_r=3.4$ rev/min et $PBT=0\%$ . ....	97
Figure 4.28	Évolution des températures et de l'humidité durant l'essai # 6 avec $P_{wn}=60\%$ , $W_r=2.7$ rev/min et $PBT=0\%$ . ....	98
Figure 4.29	Évolution des températures et de l'humidité durant l'essai # 7 avec $P_{wn}=60\%$ , $W_r=1.9$ rev/min et $PBT=0\%$ . ....	98
Figure 4.30	Évolution des températures et de l'humidité durant l'essai # 8 avec $P_{wn}=60\%$ , $W_r=3.4$ rev/min et $PBT=0\%$ . ....	99

Figure 4.31	Taux d'évaporation d'eau en fonction de la température du cylindre à l'entrée de la section de séchage calculé à partir du modèle à différentes positions dans la plage des températures pour les essais #1, #2, #3 et #4 .....	100
Figure 4.32	Taux d'évaporation d'eau en fonction de la température du cylindre à l'entrée de la section de séchage calculé à partir du modèle à différentes positions dans la plage des températures pour les essais #5, #6, #7 et #8. ....	100
Figure 4.33	Coefficient de contact $\beta$ en fonction de la température du cylindre à l'entrée de la section de séchage pour différentes vitesses de rotation. ....	101
Figure 4.34	Coefficient de transfert de masse $K_g$ en fonction de la température du cylindre à l'entrée de la section de séchage pour différentes vitesses de rotation. ....	101
Figure 4.35	Évolution des températures et de l'humidité durant l'essai # 9 avec $P_{wn}=60\%$ , $W_r=3.4$ rev/min et $PBT=0\%$ ( $1618\text{ cm}^2$ ). ....	103
Figure 4.36	Évolution des températures et de l'humidité durant l'essai # 10 avec $P_{wn}=60\%$ , $W_r=3.4$ rev/min et $PBT=40\%$ ( $1208\text{ cm}^2$ ). ....	103
Figure 4.37	Évolution des températures et de l'humidité durant l'essai # 11 avec $P_{wn}=60\%$ , $W_r=3.4$ rev/min et $PBT=80\%$ ( $799\text{ cm}^2$ ). ....	104
Figure 4.38	Coefficient de contact $\beta$ en fonction de la température du cylindre à l'entrée de la section de séchage pour l'ensemble des essais avec des changements sur PBT. ....	105
Figure 4.39	Coefficient de transfert de masse $K_g$ fonction de la température du cylindre à l'entrée de la section de séchage pour l'ensemble des essais avec des changements sur PBT .....	106
Figure 4.40	Coefficient de contact $\beta$ en fonction de la température du cylindre à l'entrée de la section de séchage pour le séchage d'une nappe en coton. ....	111
Figure 4.41	Coefficient de transfert de masse $K_g$ en fonction de la température du cylindre à l'entrée de la section de séchage pour le séchage d'une nappe en coton .....	111
Figure 5.1	Profils expérimental de la température du cylindre et calculé à partir du modèle avec $W_r=0.20$ rev/min et $P_{wn}$ de 10%. ....	115
Figure 5.2	Profils expérimental de la température du cylindre et calculé à partir du modèle avec $W_r=0.20$ rev/min et $P_{wn}$ de 90%. ....	115
Figure 5.3	Profils expérimental de la température du cylindre et calculé à partir du modèle avec $W_r=0.20$ rev/min et changements sur $P_{wn}$ . ....	117
Figure 5.4	Profils expérimental de la température du cylindre et calculé à partir du modèle avec des changements sur $W_r$ et $P_{wn}$ . ....	117
Figure 5.5	Profils expérimental de la température du cylindre et calculé à partir du modèle avec $W_r=12$ rev/min et $P_{wn}=30\%$ et $50\%$ . ....	118

Figure 5.6	Températures du cylindre expérimentale et calculées à partir du modèle à l'entrée et à la sortie de la section de séchage avec $W_r=3.4$ rev/min et des changements sur Pwn. ....	119
Figure 5.7	Humidités de la nappe expérimentale et calculée à partir du modèle à la sortie de la section de séchage avec $W_r=3.4$ rev/min et des changements sur Pwn. ....	120
Figure 5.8	Températures de la nappe expérimentale et calculée à partir du modèle à la sortie de la section de séchage avec $W_r=3.4$ rev/min et des changements sur Pwn. ....	120
Figure 5.9	Températures du cylindre expérimentale et calculées à partir du modèle à l'entrée et à la sortie de la section de séchage durant l'essai avec $W_r=1.9$ rev/min et des changements sur Pwn. ....	123
Figure 5.10	Humidités de la nappe expérimentale et calculée à partir du modèle à différentes positions durant l'essai avec $W_r=1.9$ rev/min et des changements sur Pwn. ....	124
Figure 5.11	Températures de la nappe expérimentale et calculée à partir du modèle à différentes positions durant l'essai avec $W_r=1.9$ rev/min des changements sur Pwn. ....	124
Figure 5.12	Températures du cylindre expérimentale et calculées à partir du modèle à l'entrée et à la sortie de la section de séchage avec $P_{wn}=60\%$ et des changements sur $W_r$ . ....	127
Figure 5.13	Humidités de la nappe expérimentale et calculées à partir du modèle à la sortie de la section de séchage avec $P_{wn}=60\%$ et des changements sur $W_r$ . ....	128
Figure 5.14	Températures de la nappe expérimentale et calculée à partir du modèle à la sortie de la section de séchage avec $P_{wn}=60\%$ et des changements sur $W_r$ . ....	128
Figure 5.15	Températures du cylindre expérimentale et calculées à partir du modèle à l'entrée de la section de séchage avec $W_r=3.4$ rev/min, $P_{wn}=60\%$ et des changements sur PBT. ....	132
Figure 5.16	Humidités de la nappe expérimentale et calculée à partir du modèle à partir du modèle à la sortie de la section de séchage avec $W_r=3.4$ rev/min, $P_{wn}=60\%$ et des changements sur PBT. ....	132
Figure 5.17	Températures de la nappe expérimentale et calculée à partir du modèle à l'entrée de la section de séchage avec $W_r=3.4$ rev/min, $P_{wn}=60\%$ et des changements sur PBT. ....	133
Figure 5.18	Températures du cylindre expérimentale et calculée à l'entrée et à la sortie de la section de séchage à partir du modèle avec $W_r=3.4$ rev/min, $P_{wn}=60\%$ , $P_{BT}=0\%$ et des changements dans le niveau des perturbations de l'humidité de la nappe à l'entrée ....	137



Figure 5.19	Humidités de la nappe expérimentale et calculée à l'entrée et à la sortie de la section de séchage à partir du modèle avec $W_r=3.4$ rev/min, $P_{wn}=60\%$ , $PBT=0\%$ et des changements dans le niveau des perturbations de l'humidité de la nappe à l'entrée. ....	138
Figure 5.20	Température de la nappe expérimental et calculée à la sortie de la section de séchage à partir du modèle avec $W_r=3.4$ rev/min, $P_{wn}=60\%$ , $PBT=0\%$ et des changements dans le niveau des perturbations de l'humidité de la nappe à l'entrée.....	139
Figure 6.1	Distribution actuelle et grandeur des sections sur la périphérie du cylindre .....	146
Figure 6.2	Distribution alternative des grandeurs des sections sur la périphérie du cylindre .....	146
Figure 6.3	Profils de la température du cylindre calculés à partir du modèle pour la situation actuelle et pour l'emplacement alternatif des inducteurs ( $P_{wn}=60\%$ , $W_r=2$ rev/min et $PBT=0\%$ ) .....	147
Figure 6.4	Profils de l'humidité pour la nappe calculés à partir du modèle pour la situation actuelle et pour l'emplacement alternatif des inducteurs ( $P_{wn}=60\%$ , $W_r=2$ rev/min et $PBT=0\%$ ) .....	148
Figure 6.5	Profil de températures pour la nappe calculé à partir du modèle pour la situation actuelle et pour l'emplacement alternatif des inducteurs ( $P_{wn}=60\%$ , $W_r=2$ rev/min et $PBT=0\%$ ) .....	148
Figure 6.6	Nouvelle distribution des périmètres des sections pour un ajustement optimal de la surface disponible pour le séchage .....	150
Figure 6.7	Profil de températures du cylindre calculé à partir du modèle pour la situation actuelle et pour une modification de la surface de contact nappe-cylindre disponible ( $P_{wn}=60\%$ , $W_r=2$ rev/min et $PBT=0\%$ ) ...	151
Figure 6.8	Profil d'humidités de la nappe du cylindre calculé à partir du modèle pour la situation actuelle et pour une modification de la surface de contact nappe-cylindre disponible ( $P_{wn}=60\%$ , $W_r=2$ rev/min et $PBT=0\%$ ) .....	151
Figure 6.9	Profil de températures de la nappe du cylindre calculé à partir du modèle pour la situation actuelle et pour une modification de la surface de contact nappe-cylindre disponible ( $P_{wn}=60\%$ , $W_r=2$ rev/min et $PBT=0\%$ ) .....	152
Figure A.1	Courbe de calibration pour la puissance mesurée à la source $P_{wm}$ en fonction du signal en tension émis par le wattmètre. ....	163
Figure A.2	Relation entre la puissance mesurée à la source $P_{wm}$ et la puissance nominale $P_{wn}$ . ....	163
Figure A.3	Courbe de calibration pour l'humidimètre à l'entrée du séchoir. ....	164
Figure A.4	Courbe de calibration pour l'humidimètre à la sortie du séchoir .....	164
Figure A.5	Vitesse de rotation du cylindre mesurée au banc d'essai en fonction du signal en tension. ....	164
Figure A.6	Position du bras tendeur PBT et périmètre couvert par la nappe PER en fonction du signal en tension. ....	164

## LISTE DE TABLEAUX

<b>Tableau 2.1</b>	<b>Interfaces installées sur le système informatique: nature et fonctions. ....</b>	<b>19</b>
<b>Tableau 4.1</b>	<b>Paramètres a, b, c et d de la relation de type Lorentzien pour la fraction d'énergie par conduction <math>\square</math> en fonction de la vitesse de rotation <math>W_r</math>. ....</b>	<b>74</b>
<b>Tableau 5.1</b>	<b>Correspondance entre la position du bras tendeur et la longueur de la section de séchage. ....</b>	<b>134</b>
<b>Tableau 6.1</b>	<b>Rendement énergétique moyen du séchoir à induction en régime permanent .....</b>	<b>143</b>
<b>Tableau 6.2</b>	<b>Rendements rapportés pour différents procédés de séchage .....</b>	<b>144</b>
<b>Tableau 6.3</b>	<b>Caractéristiques des surfaces offerte pour les transfert thermiques et plages des périmètres disponibles, avec PBT=0% .....</b>	<b>145</b>
<b>Tableau 6.4</b>	<b>Rendement énergétique du procédé par induction sous des conditions actuelles et considérant une modification de l'emplacement des inducteurs avec <math>P_{wn}=60\%</math>, <math>W_r=2</math> rev/min et PBT=0% .....</b>	<b>149</b>
<b>Tableau 6.5</b>	<b>Rendement énergétique du procédé par induction sous des conditions actuelles et considérant une modification de la surface de séchage disponible (<math>P_{wn}=60\%</math>, <math>W_r=2</math> rev/min et PBT=0%) .....</b>	<b>150</b>

## LISTE DE TERMES

<b>A</b>	taux de déperdition d'énergie par convection vers l'environnement (W)
<b>A'</b>	taux de déperdition d'énergie par convection entre la face supérieure de la nappe vers l'air ambiant déterminé à la température de la nappe (W)
<b>A<sub>c</sub></b>	aire de la section transversale du cylindre creux (m <sup>2</sup> )
<b>B</b>	taux de déperdition d'énergie par radiation du cylindre vers l'extérieur (W)
<b><math>\vec{B}</math></b>	induction magnétique (tesla)
<b>b</b>	grandeur de l'espace entre la tige centrale et le cylindre creux (m)
<b>C</b>	taux de déperdition par convection dans l'espace à l'intérieur du cylindre (W)
<b>C'</b>	taux de déperdition par convection dans l'espace à l'intérieur du cylindre déterminé à la température de la nappe (W)
<b>C<sub>p</sub></b>	capacité calorifique du matériel du cylindre (W s <sup>-1</sup> kg <sup>-1</sup> °C <sup>-1</sup> )
<b>C<sub>p<sub>f</sub></sub></b>	capacité calorifique de l'air calculée à $T_f$ (W s <sup>-1</sup> kg <sup>-1</sup> °C <sup>-1</sup> )
<b>C<sub>ph</sub></b>	Capacité calorifique de la nappe mouillée [W s <sup>-1</sup> (kg nappe humide) <sup>-1</sup> °C <sup>-1</sup> ]
<b>D</b>	taux de déperdition d'énergie par radiation entre la surface intérieure du cylindre et la surface extérieure de la tige centrale (W)
<b>D<sub>e</sub></b>	diamètre extérieur du cylindre (m)
<b>D<sub>i</sub></b>	diamètre du cylindre intérieur ou tige centrale (m)
<b>D<sub>o</sub></b>	diamètre interne du cylindre (m)
<b><math>\vec{D}</math></b>	densité de courant de déplacement (coulomb cm <sup>-2</sup> )
<b>dZ</b>	largueur du volume de contrôle (m)
<b>E</b>	flux d'énergie par conduction à l'intérieur du cylindre (W)
<b><math>\vec{E}</math></b>	champ électrique (volts cm <sup>-1</sup> )
<b>E<sub>pt</sub></b>	épaisseur de la nappe textile (m)
<b>F</b>	flux d'énergie par conduction dû au contact entre la nappe et le cylindre (W)
<b>FIND</b>	Facteur d'induction (adim.)
<b>G</b>	taux d'énergie consommée pour la vaporisation d'eau (W)
<b>g</b>	accélération de gravité (m s <sup>-2</sup> )
<b><math>\vec{H}</math></b>	champ magnétique (ampère cm <sup>-1</sup> )

$H_c$	humidité critique de la nappe [(g eau 100 (g tissu sec-1))]
$H_n$	humidité de la nappe [(g eau 100 (g tissu sec-1))]
$h_{c,e}$	coefficient de transfert par convection entre le cylindre et le milieu environnement ( $W m^{-2} °C^{-1}$ )
$K_g$	coefficient global de transfert de masse ( $m s^{-1}$ )
$k$	conductivité thermique de l'air ( $W m^{-1} °C^{-1}$ )
$k_{eff}$	conductivité effective ( $W m^{-1} °C^{-1}$ )
$k_c$	conductivité thermique du matériel du cylindre ( $W m^{-1} °C^{-1}$ )
$L_c$	longueur du cylindre (m)
$L_n$	largeur de la nappe (m)
$M$	masse moléculaire de l'eau, 18 g eau (g mole <sup>-1</sup> )
$M_{evap}$	taux d'évaporation d'eau (g eau s <sup>-1</sup> )
$M_{nh}$	débit massique de nappe humide (g tissu humide s <sup>-1</sup> )
$M_{ns}$	débit massique de nappe sec (g tissu sec s <sup>-1</sup> )
$P_a$	pression partielle de l'eau dans l'air ambiante (atm)
$P_v$	pression de vapeur de l'eau à la température de la nappe (atm)
$P_w$	puissance induite dans le cylindre par l'effet Joule (W)
$P_{wm}$	puissance alimentée aux inducteurs (W)
$R$	constante des gaz idéaux, égal à $8.26 \cdot 10^{-5} m^3 atm g mol^{-1} K^{-1}$
$S_c$	surface de contact entre le cylindre et la nappe (m <sup>2</sup> )
$S_i$	surface intérieure du cylindre (m <sup>2</sup> )
$S_t$	surface extérieure de la tige centrale (m <sup>2</sup> )
$T_c$	température du cylindre (°C)
$T_{ce}$	température du cylindre à l'entrée de la section de séchage (°C)
$T_i$	température moyenne de la tige centrale (°C)
$T_f$	température du film d'air (°C), $T_f = \frac{(T_c + T_\infty)}{2}$
$T_n$	température de la nappe (°C)
$T_\infty$	température moyenne de l'air à l'extérieur du cylindre (°C)
$t$	temps (s)

$v_{cz}$	vitesse linéaire du cylindre à la surface extérieure (m s <sup>-1</sup> )
$v_{nz}$	vitesse de défilement de la nappe (m s <sup>-1</sup> )
$\beta$	coefficient de contact par conduction à l'interface cylindre-nappe (W m <sup>-2</sup> °C <sup>-1</sup> )
$\beta_f$	coefficient d'expansion thermique de l'air calculée à $T_f$ (°C <sup>-1</sup> )
$\phi$	facteur de forme entre le cylindre et l'extérieur et considéré égal à 1.0
$\varepsilon_e$	émissivité de la surface extérieure du cylindre
$\varepsilon_{i,1}$	émissivité de la surface interne du cylindre
$\varepsilon_{i,2}$	émissivité de la surface extérieure de la tige centrale
$\sigma$	constante de Stefan-Boltzmann (5.670 10 <sup>-8</sup> W m <sup>-2</sup> K <sup>-4</sup> )
$\kappa$	conductivité électrique du matériau (ohm cm <sup>-1</sup> )
$\rho_c$	densité du matériel du cylindre (kg m <sup>-3</sup> )
$\rho_f$	densité de l'air calculée à $T_f$ (kg m <sup>-3</sup> )
$\rho_{ts}$	densité par unité de surface pour le tissu utilisé (g m <sup>-2</sup> )
$\Psi$	Fraction d'énergie par conduction (adim.)
$\theta$	fraction couverte par la nappe sur la face supérieure du cylindre
$\lambda_{eau}$	chaleur de vaporisation de l'eau calculée à la température de la nappe (W s g eau <sup>-1</sup> )
$\tau$	temps spatial (s)
$\mu_f$	viscosité de l'air calculée à $T_f$ (kg s <sup>-1</sup> m <sup>-1</sup> )

### INTRODUCTION

Le séchage de nappes de fibres dans l'industrie du textile ou des pâtes et papier, suite aux divers procédés de traitement que sont le lavage, la teinture ou l'imprégnation par diverses substances chimiques, souvent liés à l'ennoblissement du produit, demeure une opération énergivore. Ces industries peuvent donc bénéficier des procédés de séchage qui, par une meilleure maîtrise des facteurs énergétiques mis en œuvre, offrent des rendements énergétiques supérieurs et conservent la qualité du produit fini. Les électrotechnologies, utilisées dans des procédés utilisant les rayonnements infrarouges, de radiofréquences ou micro-ondes ont déjà montré qu'ils tombent dans cette catégorie pour un vaste éventail de procédés de chauffage, de préséchage et de séchage des matériaux fibreux.

Dans le cas de procédés utilisant le rayonnement infrarouge électrique, leurs avantages principaux résident dans *l'efficacité du transfert* de l'énergie au matériau ainsi qu'à la capacité de moduler *rapidement* l'énergie transmise au matériau par rapport à des procédés plus conventionnels (séchage advectif à air chaud, séchage par contact avec des tambours chauffés par la vapeur d'eau). La capacité de moduler rapidement l'énergie transmise au matériau est un facteur clé pour l'ajustement des paramètres d'opération permettant de contrer, par exemple, les changements dans l'humidité de la nappe à l'entrée du four ou du séchoir. Une telle capacité peut conduire à l'élaboration d'algorithmes de commande numérique supérieurs à ceux liés à des procédés de chauffage ou de séchage caractérisés par une inertie thermique plus grande (Dhib et al., 1999; Slitine et al., 1996).

D'autre part, l'efficacité du transfert d'énergie au matériau est une caractéristique propre au rayonnement thermique qui, selon la longueur d'onde utilisée, permet une pénétration plus intense de l'énergie au cœur du matériau traité. Cela se traduit souvent par une qualité accrue du produit fini. Ainsi, lors du séchage de nappes fraîchement imprégnées, cela peut permettre de réduire significativement la migration de la couleur dans le matériau par la suppression de gradients thermiques importants induits entre la surface et le cœur du matériau dans les procédés de séchage par advection (Broadbent et al., 1998).

Parmi les autres électrotechnologies offrant un potentiel d'application pour le traitement thermique de matériaux on note l'induction électromagnétique (TOKUDEN Inc., 1995). Plus spécifiquement, le chauffage d'un cylindre métallique par induction électromagnétique a ouvert toute une gamme d'applications pour le chauffage, le préséchage et le séchage de nappes de fibres y défilant en continu. En effet, l'énergie dissipée dans le cylindre par induction magnétique offre également la capacité de moduler rapidement l'énergie transmise au matériau en agissant de façon quasi instantanée sur la puissance électrique alimentée au système. De plus, l'efficacité du transfert d'énergie au matériau par contact direct avec une surface métallique, comme pour les procédés utilisant des cylindres chauffés à la vapeur, est également conservée.

Ainsi, pour une opération de séchage, l'efficacité du transfert de l'énergie au matériau combinée à la capacité de moduler rapidement l'énergie transmise au matériau donne lieu à des taux élevés d'évaporation du solvant (généralement de l'eau) qui se traduisent généralement par une réduction très significative des dimensions du séchoir requis pour une

opération donnée. De plus, la qualité du produit fini est souvent supérieure par suppression de la migration des produits chimiques durant le séchage.

Le potentiel offert par cette électrotechnologie a donné lieu en France (Électricité de France) ainsi qu'au Québec (LTÉE : Laboratoire d'électrotechnologie et d'électricité de Hydro-Québec) à l'élaboration de bancs d'essai permettant l'expérimentation sous des conditions réelles de chauffage, de préséchage ou de séchage. Le banc d'essai construit par LTÉE, localisé dans les laboratoires du département de génie chimique à l'Université de Sherbrooke, est caractérisé par un cylindre métallique dont le chauffage est assuré par des inducteurs électromagnétiques placés à sa périphérie. Parmi les variables manipulées on note :

- la puissance électrique fournie aux inducteurs;
- la vitesse de rotation du cylindre;
- la position de bras tendeurs permettant d'ajuster la surface de contact entre le matériau à traiter et la surface chauffante (le temps de contact).

Ce banc fut utilisé pour la réalisation d'essais préliminaires permettant de caractériser, pour certaines conditions d'opération, l'efficacité énergétique avantageuse du procédé de séchage (Chartri et al., 1996). Des essais complémentaires ont également permis de poser des relations permettant de caractériser son fonctionnement sous une gamme limitée de conditions d'opération (Perez et al., 1997). Les résultats obtenus de ces travaux étaient suffisants pour justifier la réalisation d'une étude plus approfondie concernant :

- la représentation formelle (modélisation) du procédé afin de caractériser ses performances en présence de perturbations et pour des fins de mise à l'échelle;



- la validation des calculs de ce modèle sous une gamme élargie de conditions d'opération (régime permanent) et de perturbations (régime transitoire);
- la caractérisation de l'efficacité énergétique du procédé sous les conditions précédentes.

En effet, le potentiel de développement industriel d'un procédé de chauffage et de séchage sur un cylindre chauffé par induction électromagnétique dépend strictement des avantages qu'il peut présenter sur les plans de la dynamique du procédé (qualité du produit issu du procédé) ainsi que de l'efficacité énergétique du procédé (rendement avantageux).

Plusieurs caractéristiques de ce procédé se doivent effectivement d'être considérés. Ainsi, si les taux d'évaporation sont généralement plus importants dans le cas d'une opération de séchage (ce qui est bénéfique), le procédé requerra en contrepartie une capacité accrue des dispositifs de régulation ou d'asservissement afin de contrôler adéquatement le degré d'humidité de la nappe à la sortie. D'autre part, les transferts thermiques par radiation ne sont pas négligeables dans un tel procédé et sous la considération des transferts simultanés de masse et d'énergie ainsi que des interactions induites entre la température et l'humidité de la nappe, des non linéarités sont présentes (Perez et al., 2000). De plus, la quantité d'énergie à fournir au procédé n'est pas en général constante car l'humidité de la nappe à l'entrée du séchoir, suite à diverses opérations de mouillage, d'essorage et d'évacuation d'eau par aspiration sous-vide (opération souvent optionnelle), n'est pas constante.

Le travail entrepris et rapporté dans ces pages avait pour but de tenter de répondre à cette problématique en focalisant davantage sur les aspects fondamentaux liés à l'opération de

ce procédé novateur. Ainsi, l'objectif principal de l'étude entreprise ici a été de poser un modèle de fonctionnement du procédé capable de calculer l'évolution des variables d'état en réponse à des perturbations ou à des changements dans les conditions d'opération (variables manipulées). Les variables d'état considérées sont la température et l'humidité de la nappe ainsi que la température du cylindre. La valeur de ces variables est distribuée en fonction du temps ainsi que de la position sur le cylindre. Parmi les variables de perturbation que représentent l'humidité et la température de la nappe à l'entrée du procédé, seule la variation de l'humidité de la nappe à l'entrée présente un intérêt et a été considérée ici.

Parmi les attributs recherchés du modèle, ce dernier devrait :

- a) Faire appel explicitement aux divers processus physiques intervenants dans le chauffage du cylindre, le chauffage et le séchage de la nappe (pas seulement une fonction de transfert) afin de calculer l'importance relative de chacun de ces processus et le jeu des interactions;
- b) Avoir la capacité d'exprimer la distribution de la matière et de l'énergie autant dans le cylindre que dans le matériau traité;
- c) Permettre de prendre en compte explicitement les conditions de fonctionnement et les caractéristiques des inducteurs (nature, étendue et efficacité de l'induction thermique).
- d) Être testé sous une gamme étendue de conditions d'opération du banc d'essai afin de fournir son degré de précision (exactitude).

Un corollaire à la réalisation de l'objectif principal a porté sur la caractérisation de l'efficacité énergétique du procédé sous une vaste gamme de conditions d'opération afin de guider le choix des conditions favorisant le rendement du procédé.

Parmi les applications potentielles d'un modèle phénoménologique tel que celui développé dans le cadre de ce travail, on note :

- La détermination de la sensibilité de la réponse du modèle à des perturbations de nature aléatoire affectant le procédé telle l'humidité de la nappe à l'entrée ;
- Le calcul de la température et de l'humidité de la nappe en diverses positions dans la zone de séchage en réponse à diverses conditions opérationnelles ;
- L'identification des facteurs sensibles de l'opération sur l'opération de séchage et la détermination des conditions optimales de fonctionnement ;
- L'analyse de la performance relative de chacune des variables manipulées que représentent, la vitesse de défilement de la nappe, la puissance électrique alimenté au procédé et la position du bras tendeur de la nappe sur les plans de la dynamique et de la qualité du séchage ;
- L'utilisation du modèle pour fin de design en calculant l'effet de la localisation des dispositifs d'induction et des dispositifs de placement de la nappe.

Les principaux travaux effectués dans le cadre de cette étude ont été résumés dans ce document. Le plan de la thèse est divisé en 7 chapitres.

Ainsi, on trouvera au Chapitre 2 la description physique du banc d'essai, ses caractéristiques principales de fonctionnement, les dispositifs de mesure et les actuateurs ainsi

que l'énumération des principales composantes du système informatique et des logiciels utilisés.

Le Chapitre 3 traitera de l'élaboration du modèle mathématique du séchoir à induction. On y traitera tout d'abord du chauffage du cylindre par les inducteurs électromagnétiques en l'absence de nappe. La démarche est poursuivie lorsqu'une nappe humide défile sur le cylindre pendant l'opération de séchage. Les hypothèses utilisées, les facteurs d'influence considérés ainsi que le détail des bilans thermique et massiques y sont présentés.

Le Chapitre 4 traite de la caractérisation expérimentale des transferts d'énergie et de l'estimation des coefficients du modèle. Il s'attarde plus particulièrement aux résultats obtenus à l'étape de calibration du modèle et aux ajustements requis au modèle.

Le Chapitre 5 porte sur la validation du modèle du séchoir à induction. Il précise les résultats obtenus des essais réalisés sur le banc d'essai sous une gamme de conditions expérimentales complémentaires à celles de la calibration. Il mesure l'adéquation des calculs réalisés à l'aide du modèle sur le plan de l'évolution des variables mesurées sur le banc d'essai ainsi que de la magnitude des écarts relatifs observés.

Le Chapitre 6 porte sur la caractérisation de l'efficacité énergétique du séchoir à induction ainsi que de l'application du modèle pour le calcul de l'effet, sur le plan des

rendements de séchage, de certaines modifications potentielles dans la localisation des inducteurs et des dispositifs de placement de la nappe sur le cylindre.

Le Chapitre 7 exprime les conclusions à tirer de ces travaux.

Une dernière section traitera des principales recommandations concernant la poursuite des travaux afin d'exploiter le potentiel qu'offre le procédé.

## **MONTAGE EXPÉRIMENTAL**

Le banc d'essai utilisé dans cette étude, constitué d'une unité de séchage des nappes textiles par contact direct avec un tambour rotatif chauffé par induction électromagnétique, est installé dans le laboratoire de textiles de l'Université de Sherbrooke. Il se compose, comme l'indique la Figure 2.1, d'un séchoir cylindrique par contact, d'une unité de mouillage, d'essorage et d'entraînement de la nappe, des instruments de mesure et du système informatique nécessaire pour l'acquisition de données et la commande du procédé. Le banc d'essai fut conçu et réalisé par le Laboratoire des technologies et des électrochimiques et des électrotechnologies d'Hydro-Québec (L.T.É.É.).

### **2.1 Séchoir par contact chauffé à induction**

Le séchoir en soi est tout simplement un cylindre creux en acier doux sans soudure, dont la surface externe est recouverte d'une couche mince de chrome, lequel est chauffé par induction électromagnétique sur une fraction de sa surface. Le schéma du cylindre présenté à la Figure 2.2 montre les dimensions physiques du cylindre.

Trois inducteurs électromagnétiques sont utilisés pour le chauffage du tambour. Chaque inducteur est constitué par deux bobines placées dans un compartiment scellé et placé dans la section inférieure du cylindre à une distance d'environ 3 mm à partir de la surface externe du cylindre.

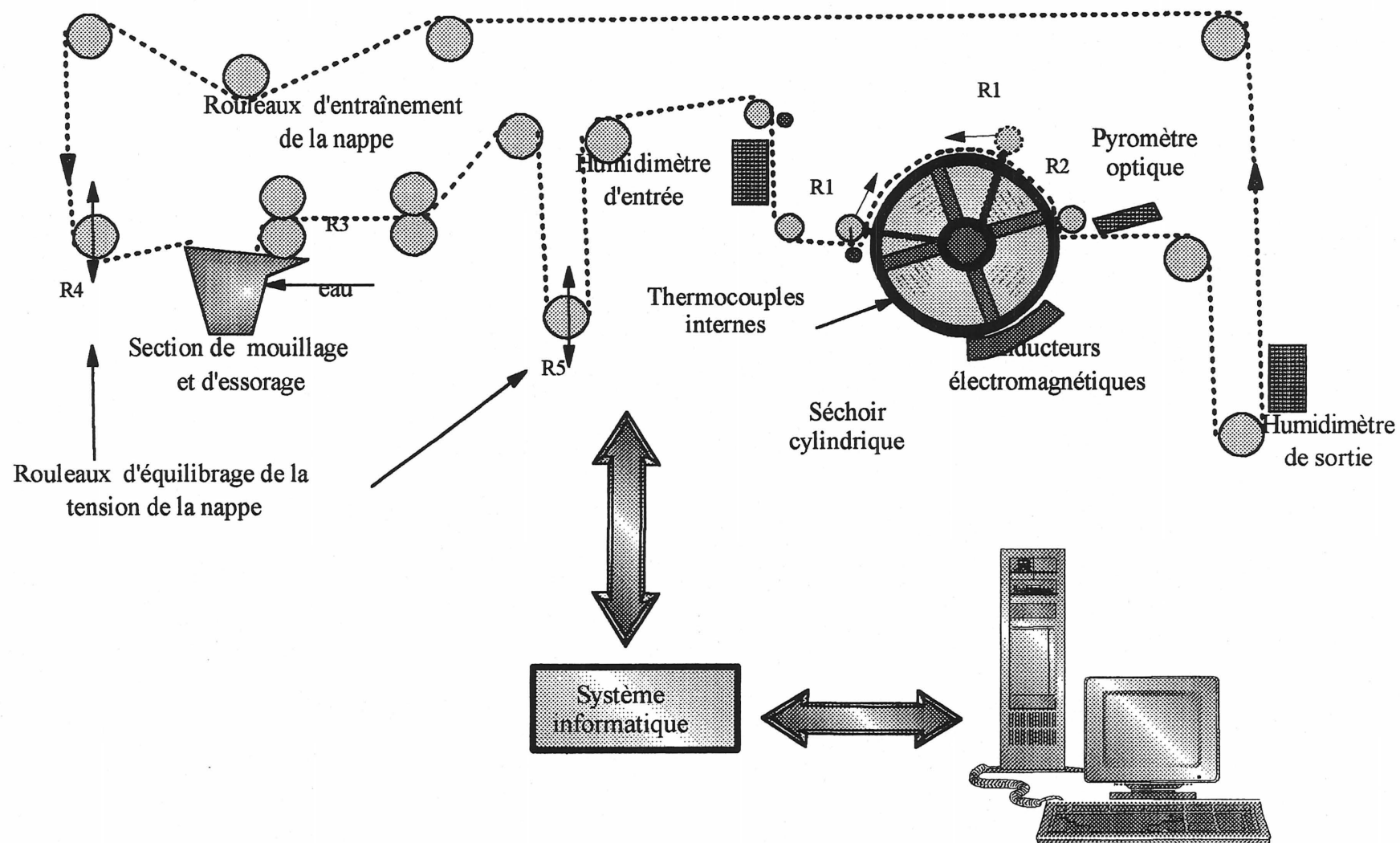


Figure 2.1.- Banc d'essai pour le séchage de nappes textiles avec un séchoir cylindrique chauffé par induction électromagnétique

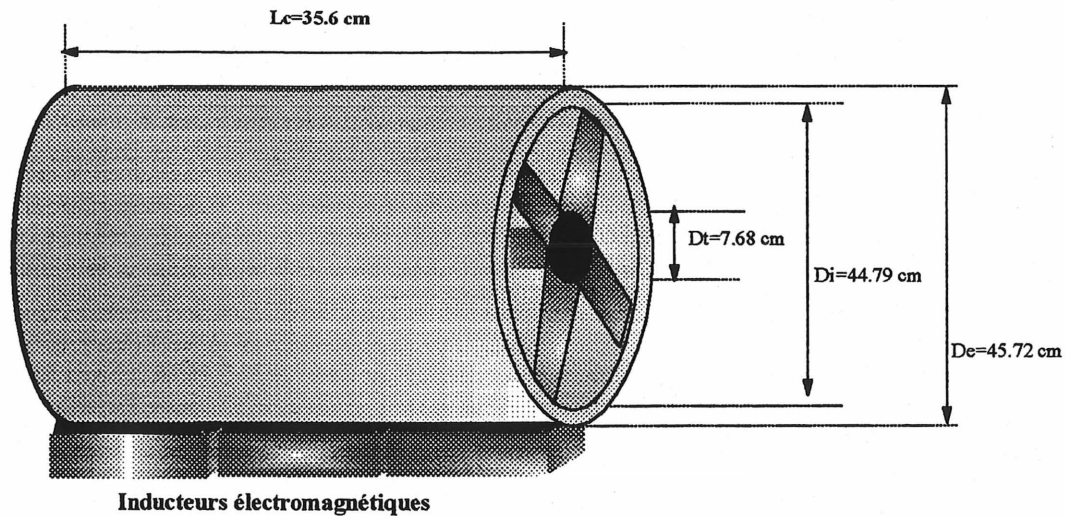


Figure 2.2 Dimensions physiques du cylindre.

La section d'induction occupe une surface équivalente à 18.5% de la surface extérieure totale du cylindre. L'ensemble des inducteurs est capable de fournir une puissance maximale de 11.7 kW, laquelle peut être ajustée à une fraction de celle-ci en utilisant une unité de contrôle installée sur le banc d'essai (EUROTHERM CORPORATION, modèle 818, Scarborough). Dans le cadre de ce travail, une valeur équivalente à 90% de la puissance maximale disponible, soit 10.5 kW, fut fixée comme puissance maximale de chauffage afin de garder une marge de sécurité pour les sources des inducteurs.

En plus, le banc d'essai dispose aussi d'une unité de régulation qui permet d'ajuster la puissance électrique fournie aux inducteurs au cours d'une opération de chauffage. Un tel ajustement est fait directement à partir de l'ordinateur relié au montage, il est basé sur l'utilisation d'une échelle nominale de 0% à 100% pour une puissance équivalente de 0 à 10.5 kW respectivement.



Pour la rotation du tambour, on utilise un moteur de 1 hp, 600 V et d'une capacité de 1750 rev/min (TECO ELEC. & MACH. Co, Taiwan). Un réducteur avec un rapport de 123.4 : 1 (NORD GEAR, Brampton) lui permet d'atteindre une vitesse de rotation maximale de 14.3 rev/min. Le système de motorisation et de réduction de la vitesse est connecté au boîtier de commande du moteur (ALLEN-BRADLEY, Série 1333-EAA, Wisconsin) qui permet la mise en marche et l'arrêt du moteur, l'ajustement de la vitesse ainsi que du sens de rotation du cylindre.

Le dispositif de commande est capable de transmettre un signal en volts au système d'entraînement du cylindre ce qui permet l'ajustement de la vitesse de rotation, une fonction réalisée à partir du système informatique. Pendant l'opération du séchoir, la surface du cylindre en rotation qui se trouve en face des inducteurs est soumise à l'action des champs magnétiques et le cylindre est chauffé dû à la génération d'énergie à l'intérieur du métal par l'effet Joule.

Durant l'opération de séchage la surface de contact entre la nappe de textile et la surface chaude du cylindre est ajustée au moyen de deux bras tendeurs, tel qu'illustré à la Figure 2.3. La surface de séchage utile correspond à la zone supérieure comprise entre les rouleaux R1 et R2. Une particularité du montage expérimental est que l'angle du bras R1 est mobile, ce qui permet ainsi d'ajuster la surface de contact entre la nappe et le cylindre. Plus précisément, selon la position angulaire du rouleau R1 et pour une nappe de 23 cm de largeur telle qu'utilisée dans le cadre de ce travail, il est possible de compter avec une surface maximale et minimale de contact entre la nappe et le cylindre de  $1621.5 \text{ cm}^2$  et  $471.5 \text{ cm}^2$  respectivement.

Le déplacement angulaire du bras R1 est réalisé au moyen d'un actuateur électromécanique qui dispose d'un indicateur de position électrique (DUFF NORTON, MPA-6905, Charlotte).

Cette opération peut se faire soit de manière manuelle ou automatique à partir du système informatique. Un signal (courant) émis par l'actuateur permet de déterminer la position angulaire du bras R1.

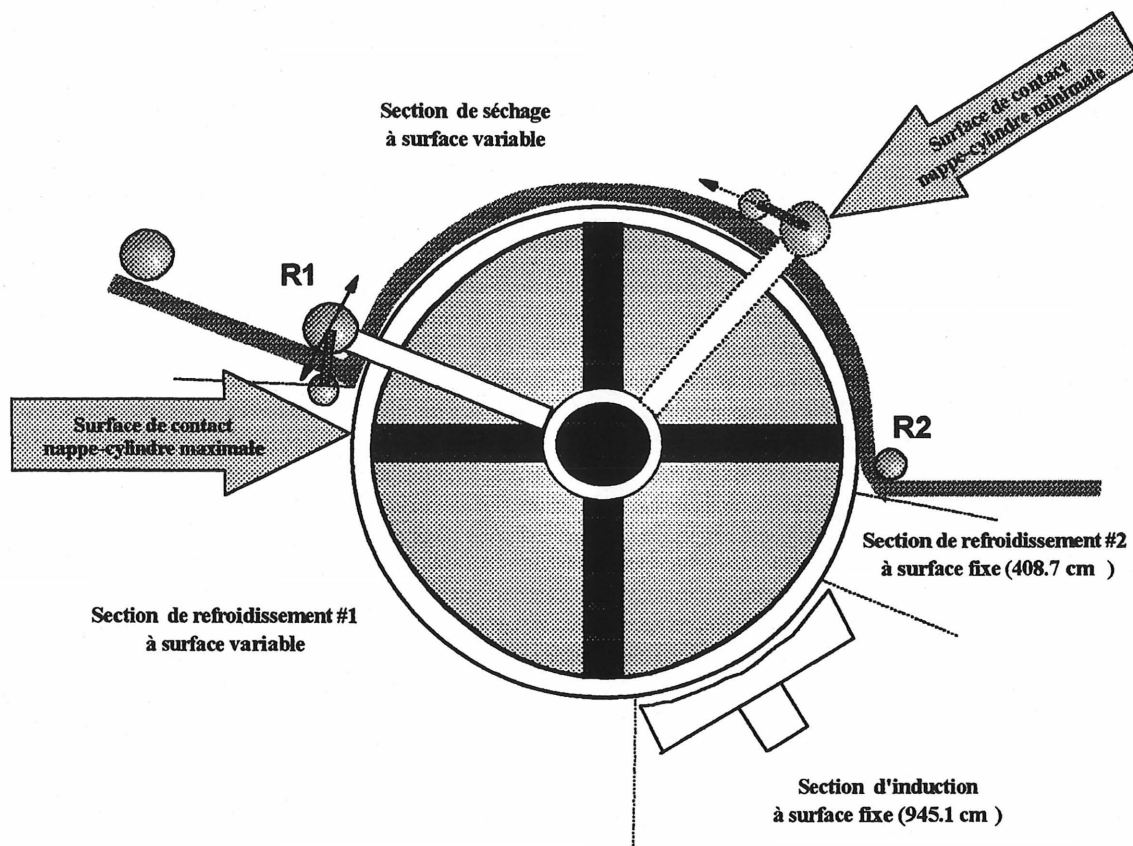


Figure 2.3 Emplacement des différentes sections sur la surface du cylindre séchoir.

Lors de la réalisation d'un essai, la nappe de tissu défile en continu en boucle fermée sur le banc d'essai à une vitesse ajustée au moyen d'un moteur relié aux rouleaux d'entraînement de la nappe R3. La nappe est alors soumise à des cycles successifs de mouillage, essorage et séchage. Ainsi, à l'aide de deux dispositifs de commande de type Opto22, il est possible de

contrôler le sens de déplacement, soit vers l'arrière ou l'avant, ainsi que la position du bras tendeur par voie informatique. La variation de la zone de séchage permet d'augmenter ou de réduire le temps de contact de la nappe sur le cylindre, à une même vitesse de rotation ou de défilement de la nappe.

## **2.2 Unité de mouillage, d'essorage et d'entraînement de la nappe**

Cette section du banc d'essai a pour but principal le mouillage uniforme de la nappe dans une cuve d'eau placée en amont du cylindre, où la nappe est complètement submergée, puis essorée par les rouleaux d'entraînement de la nappe R3. Lors de la réalisation d'un essai, la nappe défile en continu en boucle fermée sur le banc d'essai à une vitesse ajustée au moyen d'un moteur relié aux rouleaux d'entraînement de la nappe. La nappe est alors soumise à des cycles successifs de mouillage, essorage et séchage.

Pendant la réalisation d'un essai il est possible d'avoir des conditions variables de traction sur le tissu qui peuvent affecter la tension de la nappe. A cet effet le banc d'essai dispose de deux rouleaux tenseurs mobiles R4 et R5 qui se déplacent verticalement, placés avant et après la section de mouillage, et qui servent d'équilibrage de cette tension.

## **2.3 Instruments de mesure**

Afin de suivre les différentes variables nous permettant de caractériser le procédé de séchage durant la réalisation des essais, plusieurs instruments de mesure et capteurs ont été installés sur le banc d'essai. Leur description et caractéristiques les plus importantes seront présentées ci-dessous.

### 2.3.1 Puissance de chauffage

Pour la mesure de la puissance électrique alimentée en temps réel à l'ensemble des inducteurs on dispose sur le montage d'un transducteur de puissance électrique (HC, modèle FPWWH-301). Celui-ci opère à partir d'un signal secondaire en courant ou tension, généré par l'atténuation de l'alimentation électrique vers les trois inducteurs.

Le transducteur de puissance génère un courant de 0 à 1 mA pour une puissance admissible maximale de 1500 W. Au moyen de l'utilisation d'une résistance une tension est générée et permet le calcul de la puissance totale alimentée aux inducteurs. Lors du calibrage du transducteur de puissance, la relation linéaire suivante fut obtenue :

$$P_{wm} = 15.382 * V + 0.015 \quad (2-1)$$

où  $P_{wm}$  est la puissance à la source en kW et  $V$  la tension en volts. Dans l'Annexe A on présente graphiquement les valeurs mesurées ainsi que la relation obtenue par minimisation des carrés des erreurs.

### 2.3.2 Vitesse de rotation du cylindre

La vitesse de rotation du cylindre est obtenue au moyen d'un encodeur angulaire fournissant une tension électrique comme signal de sortie. La vitesse de rotation est liée à la tension par la relation (2-2 ), obtenue à partir du calibrage fait sur le banc d'essai.

$$W_r = 53.659 * V - 0.3383 \quad (2-2)$$

$W_r$  est la vitesse de rotation en rev/min et  $V$  la tension en volts. Dans l'Annexe A on présente graphiquement les valeurs mesurées pour la vitesse de rotation ainsi que la relation obtenue par minimisation des carrés des erreurs.

### 2.3.3 Position du bras tendeur

La position du bras tendeur est déterminée au moyen d'un signal analogique en tension émis par un transducteur de position installé sur l'actuateur du bras. Ce signal varie de 0.92 à 0.25 volts, ce qui correspond respectivement aux conditions actuelles de contact maximal et minimal entre la nappe et le cylindre. La position du bras tendeur est obtenue par la relation (2-3), obtenue du calibrage réalisé sur le banc d'essai. Il faut signaler que sur le panneau de lecture du banc d'essai la position du bras (PBT) est indiquée par rapport à une échelle 0-100%.

$$PBT = -166.83 * V^2 + 48.675 * V + 97.437 \quad (2-3)$$

D'une façon similaire, le périmètre du cylindre en contact avec la nappe a été exprimé en fonction du signal en tension par la relation suivante :

$$PER = 55.457 * V^2 + 2.5772 * V + 19.203 \quad (2-4)$$

où PER varie de 70.5 cm à 20.5 cm. Ces valeurs correspondent respectivement aux conditions de contact maximal et minimal entre la nappe et le cylindre. Dans l'Annexe A on présente graphiquement les relations correspondantes à PBT et PER en fonction du signal en tension émis par le transducteur de positions mesurées, ainsi que les relations obtenues par minimisation.

### 2.3.4 Température du cylindre

Durant l'opération du séchoir il est possible d'obtenir des lectures de la température à l'intérieur de la paroi et au milieu du cylindre, grâce à la présence de trois thermocouples de type T placés à différentes profondeurs de l'anneau cylindrique. Ils permettent de suivre l'évolution du

profil radial de la température ainsi que la température à proximité des surfaces intérieure et extérieure du cylindre d'un point qui se déplace à la vitesse de rotation du tambour.

La Figure 2.4 montre les détails du placement des thermocouples dans la paroi du cylindre. La lecture de température est faite directement par le système informatique au moyen d'une interface analogique/numérique (HEWLETT-PACKARD, HP-44708-A).

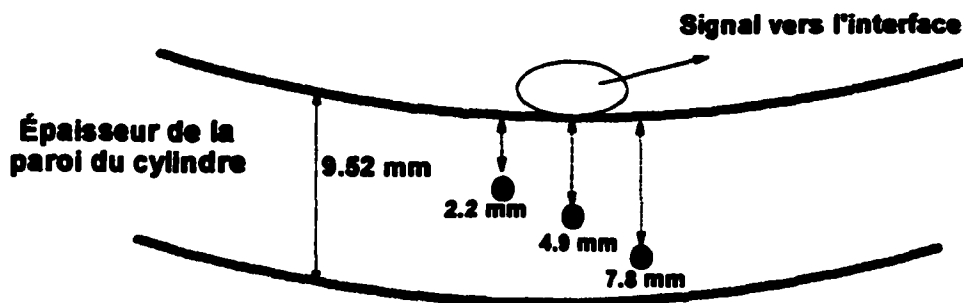


Figure 2.4 Position approximative des thermocouples dans la paroi du cylindre

### 2.3.5 Température de la nappe

Un pyromètre optique (AGEMA Infrared Systems, modèle TPT300, Burlington) est placé juste à la sortie de la zone de séchage et permet ainsi de mesurer la température de la surface externe de la nappe en ce point. L'intensité de l'énergie émise par la nappe est fonction de la température à la surface de la nappe. Ainsi, le pyromètre génère un courant électrique qui varie de façon linéaire de 4 mA à 20 mA pour une température de la nappe couvrant la plage de 0°C à 200°C. Le signal de sortie est transformé en une tension par le moyen d'une résistance de 100 ohms et la température de la nappe est donnée par la relation suivante :

$$T_n = 125 * V - 50 \quad (2-5)$$

$T_n$  est la température à la surface de la nappe en °C et  $V$  la tension en volts.

### 2.3.6 Humidité de la nappe

Les mesures de l'humidité à l'entrée et à la sortie du séchoir sont faites à l'aide d'humidimètres à radiofréquences (LABTECH, modèle MDS-1, St. Laurent) dont les capteurs utilisent une fréquence de 2 MHz. Leur principe de fonctionnement est basé sur la variation de la capacité électrostatique de la nappe en fonction du niveau d'humidité présent et un signal en courant ou tension électrique qui varie de façon linéaire avec l'humidité est générée. Ces capteurs ont été déjà utilisés avec succès dans des travaux de séchage de nappes textiles en coton réalisés en continu (Dhib, 1994a ; Slitine, 1994), et le lecteur intéressé peut y référer pour le détail de la procédure de calibrage.

Leur signal de sortie est compris entre 0 et 10 V ou entre 4 et 20 mA pour un signal en courant. Une relation linéaire existe entre le signal de sortie et le pourcentage d'humidité de la nappe, exprimée en g eau/100 g anhydre de la nappe. Dans l'Annexe A on présente les courbes de calibration obtenues pour les deux humidimètres installés sur le banc d'essai.

### 2.4 Système informatique

Pour réaliser la mise en marche et l'arrêt de l'opération de séchage, l'acquisition des données ainsi que la commande du procédé, le système informatique suivant fut utilisé. Il est constitué d'un micro-ordinateur HP VECTRA, de 280 MHz branché à une unité d'acquisition et de contrôle HP3852, incorporant un ensemble d'interfaces analogiques/numériques de la famille HEWLETT-PACKARD. On y trouve un multiplexeur avec et sans compensation de température, un compteur de créneaux, des commutateurs numériques, un générateur de courant

ou de tension, et un voltmètre numérique. Le Tableau 2.1 fournit les détails des interfaces informatiques utilisées et leurs fonctions entre le micro-ordinateur et le banc d'essai. Finalement, pour des fins de communication entre le système informatique et le banc d'essai, une interface graphique conviviale fut développée en utilisant le logiciel programmation graphique HP-VEE, version 3.0.

**TABLEAU 2.1 .- INTERFACES INSTALLÉES SUR LE SYSTÈME INFORMATIQUE :  
NATURE ET FONCTIONS.**

<b>Interface</b>	<b>Nature du signal</b>	<b>Fonction de l'interface</b>
<b>HP-44708A</b> <b>(Port #1)</b>	Entrée de voltage (0-10 V)	Lecture de l'humidité à l'entrée
	Entrée de voltage (0-10 V)	Lecture de l'humidité à la sortie
	Entrée de voltage (0-0.19 V)	Lecture de la vitesse de rotation du cylindre
	Entrée de courant (4-20 mA)	Lecture de la température de la nappe
	Entrée de voltage (0.92-0.25 V)	Lecture de la position du bras tendeur
	Entrée de voltage (0-0.55 V)	Lecture de la puissance de chauffage
<b>HP-44708A</b> <b>(Port # 5)</b>	Entrée de voltage et lecture directe avec multiplexeur	Lecture de la température du cylindre à 2.2 mm
	Entrée de voltage et lecture directe avec multiplexeur	Lecture de la température du cylindre à 4.9 mm
	Entrée de voltage et lecture directe avec multiplexeur	Lecture de la température du cylindre à 7.8 mm



**TABLEAU 2.1.- INTERFACES INSTALLÉES SUR LE SYSTÈME INFORMATIQUE :**  
**NATURE ET FONCTIONS (SUITE).**

<b>HP-44727A</b>  <b>(Port # 2)</b>	Sortie de courant (4-20 mA)  Sortie de courant (4-20 mA)	Régulation de la vitesse de rotation du cylindre  Régulation de la puissance de chauffage
<b>HP-44725A</b>  <b>(Port # 3)</b>	Relais fermé/ouvert au moyen d'un signal numérique 0-1  Relais fermé/ouvert au moyen d'un signal numérique 0-1  Relais fermé/ouvert au moyen d'un signal numérique 0-1	Mise en marche et arrêt du moteur  Sens de rotation du cylindre  Régulation de la position du bras tendeur

## **MODÈLE MATHÉMATIQUE DU SÉCHOIR À INDUCTION**

Dans une première phase de la modélisation du séchoir cylindrique chauffé par induction notre principal objectif sera de définir les phénomènes d'échanges de chaleur entre le cylindre et l'environnement, ainsi que le processus d'induction d'énergie dans le cylindre, sans considérer la présence de la nappe textile mouillée en contact avec le séchoir.

Au niveau de la deuxième phase, afin de compléter le développement du modèle, on prendra en compte la présence d'une nappe textile mouillée en contact avec la surface chaude du cylindre. Sous ces conditions d'opération, des phénomènes simultanés de transfert de masse et d'énergie sont à considérer dans la nappe ainsi que le transfert d'énergie par conduction avec le cylindre.

### **3.1 Hypothèses simplificatrices considérées**

Étant donné la complexité des divers phénomènes qui régissent les opérations de séchage et de chauffage du cylindre, et dont la considération rigoureuse donnerait origine à un modèle mathématique difficile à exploiter, il s'avère nécessaire de poser certaines hypothèses simplificatrices qui seront retenues afin de simplifier le modèle, mais qui permettront quand même une description acceptable du procédé de séchage.

Premièrement, des considérations seront faites ici par rapport au phénomène d'induction électromagnétique, à l'uniformité thermique longitudinale ainsi qu'au gradient radial de température dans la paroi du cylindre. En relation aux hypothèses simplificatrices à

poser pour le processus de séchage de la nappe, des aspects reliés aux caractéristiques et propriétés de la nappe seront considérés. Finalement, les caractéristiques du volume de contrôle sélectionné pour les bilans de masse et d'énergie seront précisées.

### **3.1.1 Induction électromagnétique**

Le phénomène d'induction se produit localement avec chauffage du cylindre seulement dans la zone faisant face aux inducteurs (voir Figure 2.3). Puisque les trois inducteurs furent calibrés pour fonctionner à une fréquence telle qu'ils fournissent une puissance uniforme on supposera l'existence d'un profil uniforme de température le long de la section longitudinale du cylindre. Cette hypothèse apparaît aussi justifiée considérant la conductivité thermique élevée du matériel de construction du cylindre (en acier).

### **3.1.2 Uniformité thermique radiale dans le cylindre**

Un autre aspect important à prendre en compte pour la simplification du modèle est relié à l'uniformité thermique radiale dans le cylindre (position selon l'épaisseur). Cette hypothèse apparaît justifiée considérant la conductivité thermique élevée du matériel de construction du cylindre (en acier) et la faible épaisseur de la paroi du cylindre creux.

### **3.1.3 Caractéristiques et propriétés de la nappe**

Elles sont les suivantes :

- La nappe considérée est mince (épaisseur inférieure à 2 mm), et en conséquence les gradients d'humidité et de température à l'intérieur du tissu, dans la direction selon l'épaisseur seront considérés négligeables,

- La nappe est considérée homogène au niveau de sa constitution interne, et on supposera que la continuité des phases solide et liquide est conservée,
- On considère que la tension appliquée sur la nappe pour son entraînement est uniforme durant l'opération de séchage et que la nappe est inextensible,
- Dans la plage des températures prévues pour la nappe pendant le séchage, on considérera que la capacité calorifique de la nappe et de l'eau est constante, et que la densité et l'épaisseur de la nappe est uniforme dans toute la zone de séchage,
- On considérera qu'il n'y a pas d'impuretés dans la nappe (colorants, adjuvant, etc.), ni réaction chimique lors de l'opération de séchage.

#### 3.1.4 Sélection du volume de contrôle

L'établissement des équations de continuité de masse et d'énergie dans une région finie du système à étudier, identifiée comme volume de contrôle, conduit à considérer la possibilité que le volume de contrôle soit fixe dans l'espace avec le fluide se déplaçant à travers, ou alternativement, que le volume de contrôle se déplace avec le fluide. Ces deux possibilités donnent respectivement comme résultat les formes conservatives et non-conservatives des lois de continuité.

L'approche basée sur la forme non-conservative des bilans conduit au concept de la dérivée substantielle des variables d'état dans le volume de contrôle, soient la densité ( $\rho$ ), la pression statique ( $p$ ) et la température ( $T$ ). Leur variation en fonction du temps spatial est alors exprimée par:

$$\frac{D}{D\tau} = \frac{\partial}{\partial t} + (\nabla V) \quad (3-1)$$

où  $D/D\tau$  est la dérivée substantielle. Elle représente la variation en fonction du temps spatial dans un volume de contrôle qui se déplace avec le fluide, tandis que  $\partial/\partial t$  est la variation en fonction du temps chronologique à une position fixe;  $(\nabla.V)$  est connue comme la dérivée convective et représente la variation en fonction du temps des variables d'état due au mouvement d'une position à une autre de l'élément du fluide (Anderson, 1995).

Le développement du modèle mathématique pour le cylindre à vide, utilise tout d'abord la représentation du volume du contrôle montré dans la Figure 3.1, où sont indiqués les différents processus de déperdition et de génération d'énergie à considérer durant l'opération du cylindre, selon la position spatiale du volume de contrôle. Le volume de contrôle se déplace à une vitesse déterminée par la vitesse de rotation du cylindre dans le sens de la coordonnée Z. Il est soumis à l'effet du chauffage uniquement pendant qu'il traverse la zone d'induction. Ensuite, il subit des déperditions d'énergie dans la zone de refroidissement.

### 3.2 Mécanismes de déperdition et de génération d'énergie pour le cylindre à vide

Les déperditions d'énergie à considérer lors de la modélisation de la dynamique thermique du cylindre, telles qu'illustrées à la Figure 3.1, sont les pertes d'énergie par convection à l'air ambiant extérieur (terme A) et dans l'espace à l'intérieur du cylindre (terme C), les déperditions par radiation entre le cylindre et l'environnement externe (B) ainsi que l'échange par radiation entre la surface interne du cylindre et la tige centrale ou axe de rotation du cylindre (D).

Outres les déperditions d'énergie précisées ci-dessus, il faut également considérer la présence d'un flux d'énergie par conduction à l'intérieur de la paroi du tambour (E). La magnitude d'un tel flux d'énergie pourrait devenir tout particulièrement importante aux basses

vitesses de rotation du cylindre et à des puissances élevées de chauffage, quand il faut s'attendre à un gradient marqué de température tout le long du périmètre du cylindre.

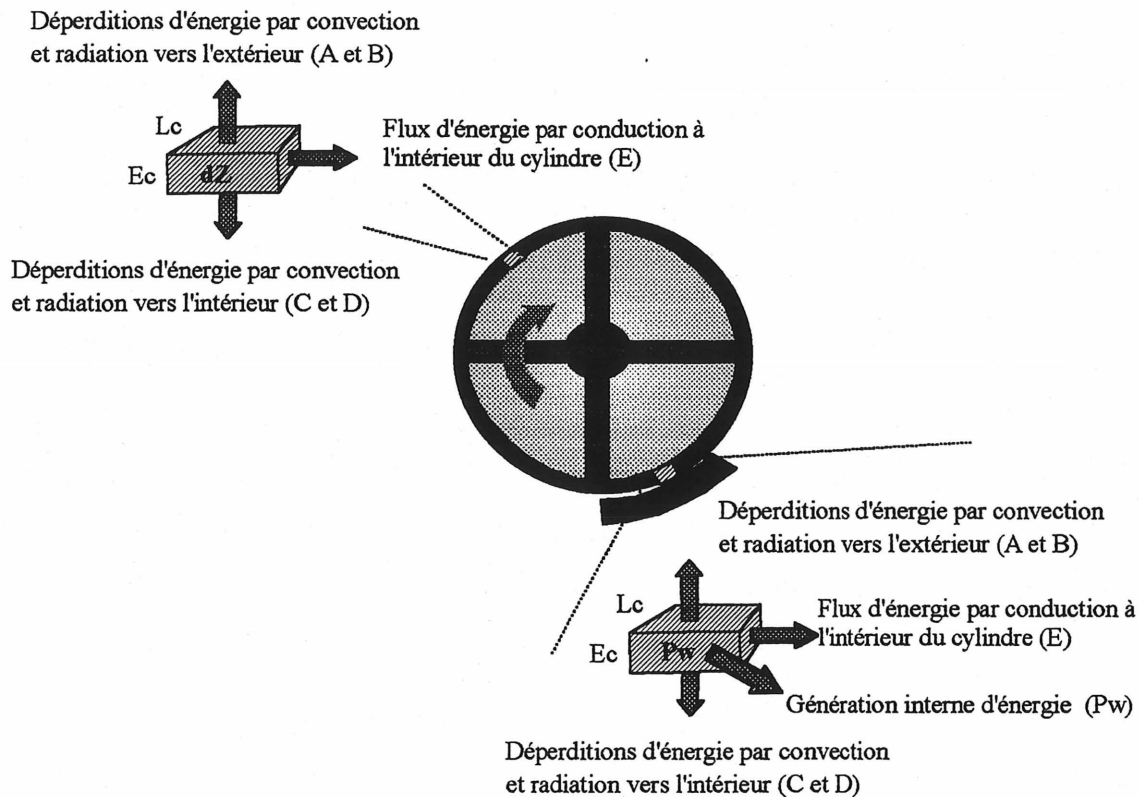


Figure 3.1 Schéma représentatif du volume de contrôle considéré pour le développement du modèle mathématique du cylindre à vide

Finalement, lorsque le volume de contrôle fait face aux inducteurs électromagnétiques, les courants électriques induits dans la paroi du cylindre produits par l'effet Joule, génèrent de l'énergie dans le temps sous forme de chaleur ( $P_w$ ) qui sert au chauffage du cylindre.

### 3.2.1 Convection vers l'environnement (A)

Le processus de transfert de chaleur par convection entre un corps solide et l'environnement, soit par convection libre ou forcée sous diverses conditions du milieu environnement ainsi que pour différentes formes géométriques du solide a été étudié par plusieurs chercheurs.

Pour le cas particulier d'un cylindre horizontal isotherme, des corrélations pour caractériser le transfert de chaleur par convection et les coefficients globaux d'échange à partir des données expérimentales ont été proposées par plusieurs auteurs ( Morgan, 1975; Churchill et Chu, 1975). Ces équations sont généralement exprimées selon la forme générale :

$$\bar{Nu} = \eta(Ra_D)^v \quad (3-2)$$

où  $\eta$  et  $v$  sont généralement des valeurs constantes déterminées expérimentalement à partir des données du transfert de chaleur, et  $\bar{Nu}$  et  $Ra_D$  sont les nombres de Nusselt et de Rayleigh, basés sur le diamètre du cylindre, respectivement.

D'autres travaux portant sur la solution numérique des équations du bilan d'énergie pour le problème de transfert par convection à partir d'un cylindre horizontal sous des régimes turbulent et laminaire, incluant l'évaluation comparative des résultats obtenus avec les corrélations existantes pour la détermination du nombre de Nusselt, sont disponibles pour un nombre de Rayleigh entre  $5 \times 10^7$  et  $10^{10}$  (Farouk et Güceri, 1981, 1982; Kuehn et Goldstein, 1976; Churchill et Chu, 1975).

Plus récemment de nouvelles corrélations furent présentées pour la détermination des coefficients de transfert local et global pour des cylindres avec des diamètres entre 6 et 80 cm

(Kitamura et al., 1999). Des comparaisons avec les corrélations proposées par Morgan (1975) et Churchill et Chu (1975) furent également faites. Les résultats expérimentaux obtenus par Kitamura et al. (1999), basés sur un nombre de Rayleigh modifié  $Ra_D^*$ , défini par la relation  $Ra_D^* = Ra_D Nu_D$ , ont conduit aux corrélations empiriques suivantes pour la détermination du nombre de Nusselt global :

$$\overline{Nu} = 0.6(Ra_D^*)^{0.2} \quad 3.0 \cdot 10^8 \leq Ra_D^* \leq 2.5 \cdot 10^{10} \quad (3-3)$$

$$\overline{Nu} = 0.23(Ra_D^*)^{0.24} \quad 2.5 \cdot 10^{10} \leq Ra_D^* \leq 3.6 \cdot 10^{13} \quad (3-4)$$

Si on considère les déperditions d'énergie par convection à partir du volume de contrôle montré à la Figure 3.1, la chaleur transférée est donnée par :

$$A = h_{c,e} L_c dZ (T_c - T_\infty) \quad (3-5)$$

où :

$A$  : taux de déperdition d'énergie par convection vers l'environnement (W),

$h_{c,e}$  : coefficient de transfert de chaleur par convection entre le cylindre et le milieu environnement ( $Wm^{-2} \cdot ^\circ C^{-1}$ ),

$L_c$  : longueur du cylindre (m),

$dZ$  : largeur du volume de contrôle (m),

$T_c$  : température du cylindre ( $^\circ C$ ),



$T_{\infty}$  : température moyenne de l'air à l'extérieur du cylindre (°C) [correspond à la température ambiante dans le cas étudié ici]

Le coefficient de transfert par convection  $h_{c,e}$  est obtenu à partir du nombre de Nusselt moyen et est basé sur le diamètre externe du cylindre. Il est défini par:

$$\overline{Nu} = \frac{h_{c,e} D_e}{k} \quad (3-6)$$

où :

$k$  : conductivité thermique de l'air ( $W m^{-1} ^\circ C^{-1}$ ),

$D_e$  : diamètre extérieur du cylindre (m).

Pour un cylindre horizontal, le calcul du nombre de Nusselt est déterminé par les corrélations proposées par Kitamura et al. (1999), où le nombre de Rayleigh est déterminé à partir des nombres de Grashof ( $G_{R,D_e}$ ) et de Prandtl (Pr).

$$Ra_D = G_{R,D_e} Pr \quad (3-7)$$

Ces deux nombres adimensionnels sont calculés par les équations suivantes:

$$G_{R,D_e} = \frac{\rho_f^2 \beta_f g D_e^3 (T_c - T_{\infty})}{\mu_f^2} \quad (3-8)$$

$$Pr = \frac{Cp_f \mu_f}{k} \quad (3-9)$$

où:

$\rho_f$  : densité de l'air calculée à  $T_f$  ( $\text{kg m}^{-3}$ ),

$\beta_f$  : coefficient d'expansion thermique de l'air calculée à  $T_f$  ( $^{\circ}\text{C}^{-1}$ ),

$\mu_f$  : viscosité de l'air calculée à  $T_f$  ( $\text{kg s}^{-1} \text{m}^{-1}$ ),

$g$  : accélération de gravité ( $\text{m s}^{-2}$ ),

$Cp_f$  : capacité calorifique de l'air calculée à  $T_f$  ( $\text{W s}^{-1} \text{kg}^{-1} ^{\circ}\text{C}^{-1}$ ),

Toutes les propriétés de l'air sont calculées à la température du film d'air  $T_f$ , déterminée par :

$$T_f = \frac{(T_c + T_{\infty})}{2} \quad (3-10)$$

### 3.2.2 Radiation vers l'extérieur du cylindre (B)

L'énergie dissipée par radiation du cylindre vers l'extérieur est calculée selon la loi de Stefan-Boltzmann pour la radiation:

$$B = F \epsilon_c L_c dZ \sigma (T_c^4 - T_{\infty}^4) \quad (3-11)$$

où

$B$  : taux de déperdition d'énergie par radiation du cylindre vers l'extérieur (W),

$F$  : facteur de forme entre le cylindre et l'extérieur et considéré égal à 1.0,

$\sigma$  : constante de Stefan-Boltzmann ( $5.670 \cdot 10^{-8} \text{ W m}^{-2} \text{ K}^{-4}$ ),

$\varepsilon_e$  : émissivité de la surface extérieure du cylindre. Elle est considérée égale à celle du chrome poli et prise égale à 0.31 (Siegel et Howell, 1972), étant donné la présence d'une couche de chrome sur la surface externe du cylindre.

### 3.2.3 Convection vers l'intérieur du cylindre (C)

Pour calculer ce terme dans le bilan d'énergie sur le volume de contrôle, il faut considérer le problème de transfert de chaleur entre deux cylindres concentriques, le premier étant creux (anneau cylindrique) et le second étant la tige centrale (axe de rotation), tel qu'illustré à la Figure 3.2.

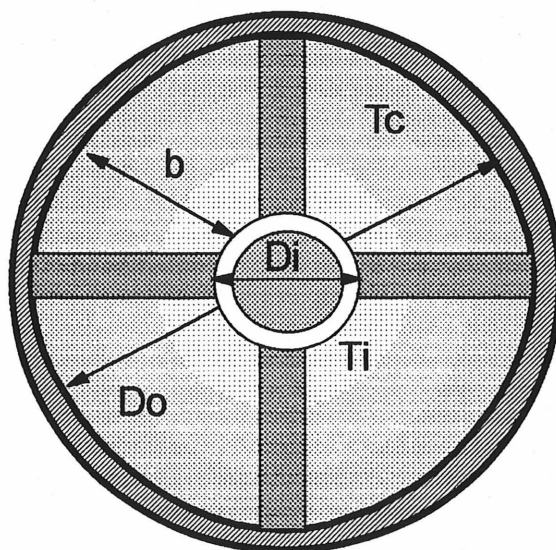


Figure 3.2 Schéma représentatif pour des cylindres concentriques avec transfert de chaleur par convection.

Pour ce type de configuration, Raithby et Hollands (1975), considérant des cylindres isothermes où la largeur  $L_c$  est plus grande que l'espace  $b$  entre les deux cylindres, ont développé une équation pour le calcul du flux de chaleur par unité de largeur du cylindre. Le

développement est basé sur un modèle de conduction par couche et utilise le concept de conductivité effective  $k_{eff}$ . Dans ce cas, la conductivité effective fut définie comme le flux de chaleur actuel divisé par le flux de chaleur s'il n'était dû qu'à la conduction. Elle a pour expression :

$$\frac{k_{eff}}{k} = \frac{\bar{C}_{\infty}}{2} \frac{\ln(D_o / D_i)}{b^{3/4} (1/D_i^{3/5} + 1/D_o^{3/5})^{5/4}} Ra_b^{1/4} = \frac{\bar{C}_{\infty}}{2} Ra_{\infty}^{1/4} \quad (3-12)$$

où le nombre de Rayleigh  $Ra_b$  est calculé par rapport à la différence  $(T_c - T_i)$  et à l'espace entre les cylindres défini par  $b = (D_o - D_i)$ , soit :

$$Ra_b = G_{R,D} Pr = \frac{\rho_f^2 \beta_f g b^3 (T_c - T_i)}{\mu_f^2} Pr \quad (3-13)$$

$T_i$  : température moyenne de la tige centrale (°C), et correspond à une température moyenne de 25° C déterminée à partir de mesures faites sur le banc d'essai.

Selon les travaux expérimentaux de Grigull et Hauf (1966), l'utilisation d'une valeur de  $\bar{C}_{\infty} = 0.634$  dans la corrélation (3-12) a donné des résultats acceptables, soit des déviations inférieures à 10% pour ce type de géométrie et avec de l'air entre les cylindres. Finalement le flux de chaleur par unité de longueur échangé entre les cylindres est déterminé par l'équation suivante:

$$\frac{C}{L_c} = \frac{2\pi k_{eff} (T_c - T_i)}{\ln(D_o / D_i)} \quad (3-14)$$

où :

$C/L_c$  : flux de chaleur par unité de longueur du cylindre ( $W m^{-1}$ ),

$D_o$  : diamètre interne du cylindre (m),

$D_i$  : diamètre du cylindre intérieur ou tige centrale (m),

$k_{eff}$  : conductivité effective ( $W m^{-1} ^\circ C^{-1}$ ).

Par rapport aux conditions thermiques des cylindres, on considérera que la température de la tige centrale reste plus ou moins constante durant les essais à une valeur moyenne de  $25^\circ C$  telle qu'observée lors des essais. En relation à la température du cylindre externe, malgré qu'elle ne soit pas uniforme sur la périphérie du cylindre au cours d'une opération de séchage, on considérera une condition isotherme dans le volume de contrôle durant l'intervalle de temps utilisé pour l'intégration de l'équation du bilan d'énergie.

Les conditions d'utilisation de l'équation (3-14) eut égard au rapport  $D_o/D_i$  sont également satisfaites. En effet, les travaux de Raithby et Hollands (1975) indiquèrent des résultats satisfaisants pour des rapports de 1.2 à 8.1, alors que le rapport est de 5.8 dans le cas traité ici.

Alors, le terme  $C$  qui représente les déperditions par convection ( $W$ ) dans l'espace à l'intérieur du cylindre fut calculé à partir de l'équation suivante, obtenue de (3-14):

$$C = \frac{2\pi k_{eff} L_c (T_c - T_i)}{\ln(D_o / D_i)} \quad (3-15)$$

#### 3.2.4 Radiation vers l'intérieur du cylindre (D)

Pour tenir en compte l'énergie échangée par radiation entre la surface intérieure du cylindre creux et la surface extérieure de la tige centrale, l'équation suivante est développée à partir de la relation de réciprocité pour des cylindres concentriques (Metaxas, 1996).

$$D = \frac{\sigma S_i (T_c^4 - T_i^4)}{\left[ \frac{1}{\epsilon_{i,1}} + \frac{S_i}{S_e} \left( \frac{1}{\epsilon_{i,2}} - 1 \right) \right]} \quad (3-16)$$

où :

**D** : taux de déperdition d'énergie par radiation entre la surface intérieure du cylindre creux et la surface extérieure de la tige centrale (W),

**$S_i$**  : surface intérieure du cylindre (m<sup>2</sup>),

**$S_e$**  : surface extérieure de la tige centrale (m<sup>2</sup>),

**$\epsilon_{i,1}$  et  $\epsilon_{i,2}$**  sont les émissivités de la surface interne du cylindre creux et de surface extérieure de la tige respectivement. Pour le banc d'essai, ces surfaces sont peinturées en noir et une valeur de 0.94 (Metaxas, 1996) fut utilisée l'émissivité de ces surfaces.

### 3.2.5 Conduction à l'intérieur du cylindre (E)

Le flux d'énergie par conduction à l'intérieur du cylindre, résultant du gradient de température existant le long de la périphérie du cylindre, est déterminé par la loi de conduction de Fourier :

$$E = -k_c A_c \left( \frac{dT_c}{dz} \right) \quad (3-17)$$

où :

**E** : flux d'énergie par conduction à l'intérieur du cylindre (W),

$k_c$  : conductivité thermique du matériel du cylindre ( $W m^{-1} ^\circ C^{-1}$ )

$A_c$  : aire de la section transversale du cylindre creux ( $m^2$ ).

### 3.2.6 Puissance induite dans le cylindre ( $P_w$ )

Afin de compléter le développement du modèle mathématique du cylindre à vide il faut considérer aussi la caractérisation du terme de puissance induite dans le cylindre ( $P_w$ ) comme conséquence de l'induction électromagnétique. Le chauffage par induction est une application directe de la loi de l'induction – loi de Lentz – ainsi que de l'effet Joule produit par un dispositif approprié. Ce dernier est le plus souvent un enroulement bobiné ou un solénoïde et qu'on appelle inducteur, alors on crée un champ magnétique alternatif, donc variable.

Conformément à la loi de Lentz, toute substance conductrice d'électricité, si elle se trouve dans ce champ magnétique variable, est le siège de courants induits, appelés courants de Foucault, qui dissipent de la chaleur par effet Joule dans la substance même où ils ont pris naissance (Heurtin et Poiroux, 1981). Par installation de chauffage par induction, on entend tout dispositif qui met en œuvre l'effet ci-dessus et pour lequel on s'efforce que la plus grande quantité d'énergie fournie aux inducteurs soit effectivement dissipée par l'effet Joule.

La répartition des courants et l'énergie dissipée dans la pièce peuvent être déterminées rigoureusement en utilisant les lois de Maxwell traduisant les lois fondamentales de l'électromagnétisme, exprimées par les équations suivantes (Metaxas, 1996):

$$\nabla \times \vec{H} = \phi \vec{E} + \frac{\partial \vec{D}}{\partial t} \quad (3-18)$$

$$\nabla \times \vec{E} = -\frac{\partial \vec{B}}{\partial t} \quad (3-19)$$

où :

$\vec{H}$  : champ magnétique (ampère cm<sup>-1</sup>),

$\vec{E}$  : champ électrique (volts cm<sup>-1</sup>),

$\vec{D}$  : densité de courant de déplacement (coulomb cm<sup>-2</sup>),

$\phi$  : conductivité électrique du matériau (ohm cm<sup>-1</sup>),

$\vec{B}$  : induction magnétique (tesla),

t : temps (s).

L'étude du comportement thermique du cylindre requiert la détermination de la puissance induite dans le matériau qui constitue le terme source d'énergie. Le calcul de la densité de puissance induite se fait à partir de la distribution des champs électrique et magnétique, mais la détermination de cette distribution exige la connaissance exacte des caractéristiques physiques et géométriques des bobines dans les inducteurs et leurs positions relativement au cylindre.

La modélisation exacte des phénomènes électriques et magnétiques qui résulte est assez complexe et conduit à des solutions analytiques très lourdes à manipuler, voire à exploiter. Ainsi, une autre stratégie pour le calcul de la puissance induite sera utilisée dans le cadre de ce travail. Elle sera présentée et discutée dans le chapitre suivant. Pour le moment, la



puissance induite dans le cylindre sera exprimée simplement par le terme  $P_w$  dans l'équation du bilan d'énergie.

### 3.3 Modélisation du séchage de la nappe

Avant d'initier le développement du modèle pour caractériser le processus de séchage de la nappe, il est pertinent de présenter les éléments fondamentaux reliés aux mécanismes de transfert de la masse et l'énergie pendant le processus de séchage.

#### 3.3.1 Fondements du séchage

Le séchage est le procédé mis en œuvre pour éliminer un liquide, le plus souvent de l'eau, qui est présent dans un solide ; et comme résultat du transfert simultané de masse et de chaleur dans la structure interne qui constitue le matériel poreux. Étant donné la présence de divers mécanismes couplés de transfert de masse et d'énergie, on doit anticiper un degré élevé de complexité pour la modélisation du séchage. Cela exige une bonne compréhension des divers éléments et phénomènes présents lors d'une opération de séchage.

#### *Humidité présente*

Tout d'abord, l'humidité représente la quantité d'eau contenue dans le matériel solide, et sa connaissance est indispensable pour déterminer l'évolution du séchage. En général son mode de liaison avec la matière solide poreuse peut prendre différentes formes (Navarri, 1992):

- l'eau liée par capillarité dans les pores de gros diamètres (rayon supérieur à  $1\ \mu\text{m}$ ) dont la liaison avec la matière solide est faible. Dans ce cas on parle alors d'eau libre,
- l'eau adsorbée à la surface du solide et dans les pores de plus petits diamètres par des liaisons électroniques (liaisons hydrogène sur des groupements polaires ou de Van der Walls), se caractérisant par une forte liaison avec la matière sèche,

- l'eau liée par des liaisons ioniques. On parle d'eau de constitution.

Au cours du séchage, seulement l'eau libre et l'eau liée peuvent être éliminées.

### ***Principe de fonctionnement du séchoir***

Selon la source fournissant l'énergie pour l'évaporation de l'eau, en général on distingue les procédés de séchage basés sur le principe de convection où l'utilisation d'un courant de gaz chaude (air) a la double fonction de fournir l'énergie requise et de transporter l'humidité enlevée du solide hors le séchoir. On trouve aussi les procédés qui utilisent comme source d'énergie le contact direct entre une surface chaude et le solide humide. Dans ce cas le transfert de l'énergie utilisée pour l'évaporation de l'eau est effectué par conduction entre la surface chaude et le solide humide. On trouve également des procédés de séchage basés sur l'utilisation des principes de rayonnement d'énergie, tel l'infrarouge (gaz, électricité), les micro-ondes, les radiofréquences, etc., où l'énergie est absorbée directement dans le solide.

Plus récemment parmi les autres électrotechnologies, l'induction électromagnétique a été également proposée pour le chauffage d'un séchoir rotatif, le sujet de ce travail. Avant de développer le modèle du séchage d'une nappe textile à la surface d'un cylindre chauffé par induction, on considérera d'abord certains aspects de base qui sont importants à une meilleure compréhension du séchage.

### **3.3.2 Mécanismes de transfert de l'eau dans une nappe**

Durant le procédé de séchage d'une nappe sur un cylindre chauffant, il y aura en général la formation de trois zones distinctes dans la nappe, dans lesquelles existent plusieurs mécanismes pour le transfert de l'eau. La Figure 3.3 montre une représentation schématique des ces trois zones et des divers mécanismes présents (Ramaswamy et Holm, 1999).

Il faut signaler le caractère dynamique de chacun de ces mécanismes de transfert de l'eau dans la nappe pendant le processus de séchage. Par exemple, au début du séchage, la

nappe sera normalement caractérisée dans sa totalité par une zone humide. Il y existera principalement un mécanisme de transfert de type capillaire dû au déplacement de l'eau liquide, et à, un moindre degré, au transfert de masse de la vapeur par les mécanismes de convection et diffusion.

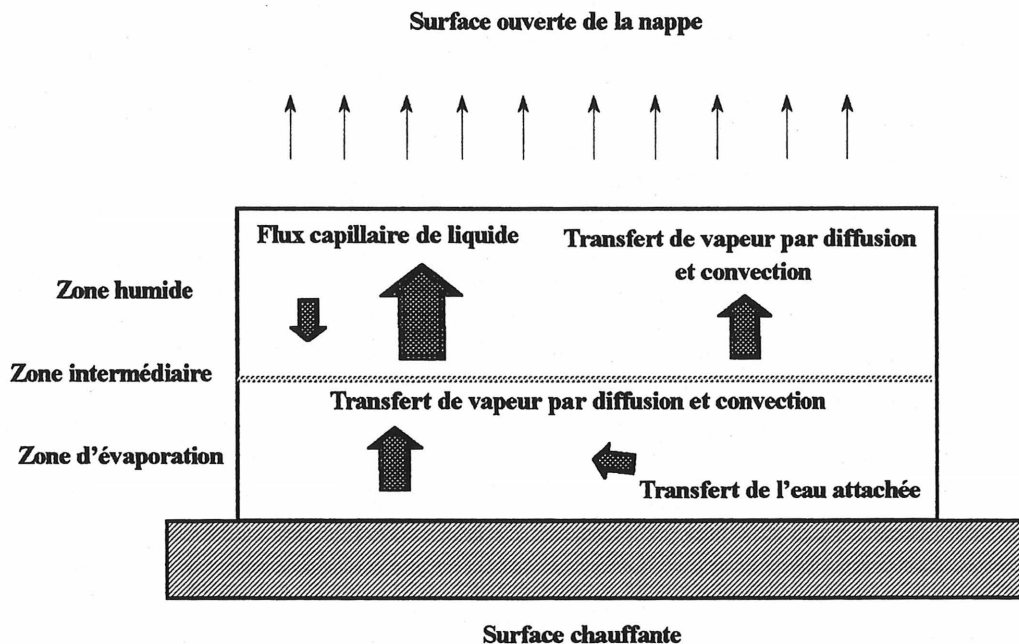


Figure 3.3.- Mécanismes de transfert de l'eau pendant le séchage d'une nappe

Après un certain temps de contact entre la nappe et la surface chaude, la zone d'évaporation prendra progressivement plus d'importance dans la nappe, ainsi que les mécanismes de transfert de la vapeur (convection et diffusion). Finalement, une fois atteint un niveau critique d'humidité dans la zone d'évaporation, apparaîtra le déplacement de l'eau liée au matériel solide dans sa structure poreuse, par un mécanisme du type capillaire (Chen et Pei, 1989).

***Flux de l'eau liquide par diffusion capillaire***

Si un liquide est présent dans un pore ou un tube capillaire celui-ci forme un ménisque dans le pore. La différence de pression entre la pression de l'air et de la pression de l'eau à l'interface est définie comme la pression capillaire (Lampinen et Ojala ,1993).

Alors, la présence d'espaces vides dans le matériel poreux permettra le déplacement de l'eau libre, dû à l'existence d'un gradient de pression ou de tension dans la structure poreuse de la nappe. Ainsi, durant la première phase du séchage, l'écoulement du liquide se fait principalement par un mécanisme de type capillaire. Cette migration de l'eau continuera jusqu'à ce que l'humidité descende à un niveau où la condition de continuité dans la phase liquide ne soit plus maintenue.

***Flux de vapeur d'eau par diffusion et convection***

Une fois que la nappe est mise en contact avec le cylindre chauffant, alors commence une génération de vapeur à proximité de la surface du cylindre (zone d'évaporation). Le déplacement de cette vapeur vers la surface ouverte de la nappe se produit par les mécanismes de diffusion et de convection.

Par rapport au mécanisme de diffusion, deux processus peuvent être considérés selon les caractéristiques du matériel poreux, plus particulièrement la grandeur des pores. Ainsi, quand le diamètre du tube capillaire est grand en comparaison avec le pas moléculaire moyen de la vapeur d'eau, alors un mécanisme de diffusion moléculaire prévaut. Dans le cas contraire, si le diamètre des pores est petit, un mécanisme par diffusion de type Knudsen prédominera.

En relation au mécanisme de transfert de l'eau par convection, celui-ci n'est pas aussi important dans la zone humide. Dans la zone d'évaporation, si la température est basse la

pression de vapeur de l'eau ( $P_v$ ) est inférieure à la pression partielle de l'eau dans l'air ( $P_a$ ), donc le gradient de pression dans la phase gazeuse est faible, et la contribution du mécanisme de transfert par convection est négligeable. Cependant, si la température dans le solide est près de la température d'ébullition de l'eau, la contribution du transfert par convection devient très importante.

#### ***Déplacement de l'eau liée dans le matériel poreux (bound water)***

Un tel mécanisme est possible dû à la présence d'eau liée (bound water) au matériel poreux si celui-ci présente un caractère hygroscopique, dans la région des pores du matériel. À ce moment-là, le mouvement de l'eau dans le solide se produit par un mécanisme de type capillaire, dû au gradient de pression dans la phase gazeuse ou à un gradient de la pression de vapeur. L'interaction entre la phase solide et l'eau liée au solide est exprimée par l'isotherme de désorption, lequel donne la relation entre la quantité d'eau adsorbée et l'humidité relative à une certaine température. La présence d'un transfert d'humidité basé sur ce mécanisme aura lieu principalement dans la zone d'évaporation, et seulement quand l'humidité dans la nappe est réduite à une valeur très basse, appelée humidité critique du solide (Chen et Pei, 1989).

#### **3.3.3 Mécanismes de transfert d'énergie dans la nappe**

Ainsi comme la présence de différents mécanismes est considérée pour le transfert de l'eau dans une nappe, il faut prévoir aussi l'existence de plusieurs mécanismes pour le transfert de chaleur (Lampinen et Ojala, 1993). Par exemple :

- le transfert de la chaleur par conduction à travers le matériel,
- le transfert de chaleur dû au mouvement de l'eau liquide par un mécanisme capillaire,
- le transfert de la chaleur par la vapeur dû à l'effet « heat pipe »,
- le transfert de la chaleur par rayonnement.

L'importance de chacun de ces mécanismes varie selon les caractéristiques du principe de séchage utilisé. Pour le cas particulier d'une nappe humide qui est mise en contact avec la surface chauffante du cylindre on constate la présence trois phase dans le processus de séchage. Lors de la première phase, il se produit un chauffage de la nappe comme résultat de la conduction de la chaleur à travers le matériel poreux à partir de la surface chauffante. Suivra l'évaporation de l'eau dont la magnitude sera une fonction des conditions initiales d'humidité, de la température de la nappe, et de la température de surface du cylindre.

La phase suivante, appelée phase de transition est caractérisée par un taux de séchage constant, où le taux de séchage est déterminé principalement par l'évaporation de l'eau liquide à la surface ouverte de la nappe et le flux de vapeur qui la traverse. Les gradients de température et d'humidité restent constants durant cette période et la chaleur nécessaire pour la vaporisation est toujours fournie par conduction à partir de la surface chauffante. Ce régime est maintenu jusqu'à ce que l'humidité critique du matériau soit atteinte.

Lors de ces deux phases du séchage, le transfert de la chaleur dans la nappe dû au déplacement de l'eau n'est pas significatif, et le taux de séchage dépend plutôt des conditions externes à la nappe, c'est-à-dire, des conditions existantes au niveau de la surface ouverte de la nappe (Ben Nasrallah et Perre, 1988) .

Une troisième phase de séchage débute, une fois le niveau critique d'humidité atteint,. Elle est caractérisée par un taux de séchage décroissant. En effet, l'humidité dans la nappe décroît substantiellement et la température de la nappe à la proximité de la surface chauffante, ce que pourrait sembler un fait contradictoire, diminue dû à la diminution de la conductivité thermique dans la zone d'évaporation (Han, 1970). Cependant, une fois la nappe complètement sèche, alors une augmentation de la température de la nappe est observée.

Durant cette phase de séchage, la vapeur qui provient de la zone d'évaporation est condensée, et la chaleur libérée par la condensation est utilisée pour la vaporisation de l'eau dans la zone ouverte. Cette séquence de phénomènes de vaporisation et de condensation permet le déplacement de la zone intermédiaire (heat pipe) dans la nappe. Pendant cette période, le transfert de l'eau par mécanisme capillaire est négligeable (Ramaswamy et Holm, 1999).

### 3.3.4 Modèles pour le séchage

Le développement d'un modèle mathématique pour le procédé de séchage, basé sur les équations de bilans massiques et d'énergie dans un milieu poreux, s'avère une tâche assez difficile, étant donnée la diversité et la complexité des phénomènes d'échange simultanés qu'y s'y produisent. D'autre part, l'ensemble des propriétés physiques et physico-chimiques de la phase solide à considérer et leurs variations en fonction de l'humidité et de la température du solide rendent encore plus complexe la tâche reliée au développement du modèle mathématique du processus de séchage.

Étant donné la diversité des mécanismes de transfert de masse et d'énergie à considérer, le caractère hétérogène de la phase solide et les divers principes de séchage possibles, il n'est pas surprenant de constater la grande quantité de publications faites en relation à la modélisation du processus de séchage. On trouve dans la littérature un premier groupe de travaux à caractère complètement théorique, dont l'objectif principal est la formulation mathématique exclusivement du processus de séchage et sa résolution numérique. Dans ce premier groupe dont les travaux utilisent une approche générale où sont traités en détail les mécanismes qui se produisent durant le processus de séchage il faut signaler, les modèles mathématiques développés par Whitaker (1977), Lampinen et Ojala (1993) et Ramaswamy et Holm (1999).

On trouve aussi dans cette première catégorie des publications qui proposent des modèles plus spécifiques. Dans ce cas, des hypothèses précises sur les mécanismes de transfert de masse et d'énergie ainsi que sur les caractéristiques du matériel solide sont faites de façon à simplifier le degré de complexité du modèle (Nordon et David, 1967; Berger et Pei, 1973; Mikhailov, 1975; Hadley, 1984; Ben Nasrallah et Perre, 1988; Chen et Pei, 1989)

Dans une deuxième catégorie de publications, on observe les travaux impliquant la modélisation avec l'utilisation d'un type de séchoir en particulier et le séchage d'un matériel spécifique. L'objectif principal dans ce cas est l'obtention d'informations plutôt à caractère empirique pour la détermination de corrélations pour les coefficients de transfert, les propriétés de transport et les propriétés physiques du solide etc., et qui seront utilisées pour des fins de conception des séchoirs. Les modèles proposés dans ces publications ont donc une utilisation restreinte au type de matériel (aliments, grain, sable, etc.) et du séchoir utilisé (Rotstein et Cornish, 1978 ; Bories et al., 1984 ; Langlois et Maisonneuve, 1987 ; Hasatani et al., 1988 ; Chettaf et al., 1994 ; Farges et al., 1995 ; Bacaoanu et Tudose, 1997 ; Cui et al, 1999).

Une troisième catégorie de travaux est celle où l'objectif visé est le développement d'un modèle basé sur les équations de continuité prenant en compte les caractéristiques du principe de séchage ainsi que leur interaction mais qui considèrent certaines simplifications au niveau des équations de bilan, spécialement sur la base de définition de coefficients globaux de transfert dans les termes qui caractérisent les différents mécanismes de transfert. En général ces coefficients sont déterminés à partir des données expérimentales obtenues sur l'unité de séchage utilisée ou au moyen de relations empiriques. Dans cette dernière catégorie de travaux on trouve une grande variété de publications portant sur divers principes de séchage; i.e. par convection, radiation, conduction ou une combinaison de ceux-ci. Cependant, étant donné



notre intérêt pour le séchage de nappes en particulier, on citera ici seulement les travaux pertinents où le matériau à sécher était du papier ou des nappes textiles (Bruin, 1969; Lee et Hinds, 1982 ; Akaoui, 1983 ; Stuart et Holcombe, 1984 ; Pounder et Ahrens, 1986 ; Côté et al., 1990 ; Parrouffe, 1992 ; Dhib et al., 1994 ; Poulin et al., 1997 ; Parrouffe et al., 1997 ; Zhang et al., 1999).

### **3.3.5 Modèles pour le séchage par contact**

On considère ici plus particulièrement les procédés de séchage utilisant une surface chaude en contact avec le solide, dont l'énergie pour la vaporisation est fournie par conduction à l'interface de la surface chaude et du matériel à sécher. Plusieurs travaux portent sur la modélisation du séchage de fibres au moyen du contact avec une surface cylindrique chaude et reflètent l'utilisation de ce procédé répandu dans l'industrie du papier et du textile (Nissan et Kaye, 1955 ; Nissan et Hansen, 1960 ; Nissan et Hansen, 1961 ; Han, 1970 ; Lemaitre et al., 1977; Wilhelmsson et al., 1993 ; Bacaoanu et Tudose, 1994 ; Asensio et al., 1995 ; Coumans et Kruf, 1995 ; Farges et al., 1995 ; Wilhelmsson et al., 1996 ; Stemmelen et al., 1997).

Au cours de la dernière décennie, comme résultat de la recherche de nouvelles technologies pour le séchage de fibres, plus propres et efficaces du point de vue du rendement énergétique, d'autres alternatives sont apparues au niveau du principe utilisé pour le chauffage des cylindres permettant également leurs applications dans d'autres secteurs de l'industrie. Dans ce sens, on peut citer les travaux de recherche entrepris par Gaz de France et par l'Institut Textile de France, réalisés par Stemmelen et al. (1997), et Lebois et al. (1995 et 1996). Les auteurs proposent la modélisation du séchage d'une nappe textile par un cylindre rotatif chauffé par des brûleurs à gaz naturel installés à l'intérieur du cylindre. L'utilisation de ce procédé offre les avantages suivants :

- versatilité,

- contrôle rapide de la température,
- distribution meilleure de la chaleur au moyen de brûleurs de largeur variable,
- opération à la pression atmosphérique,
- source d'énergie décentralisée,
- équipement plus petit par rapport à ceux normalement utilisés.

Toujours dans cette voie, l'utilisation du chauffage par induction électrique des cylindres ouvre de nouveaux champs d'application dans le domaine du séchage de nappes textiles et du papier. En effet, il pourrait résulter un procédé de séchage encore plus efficace et moins polluant que les procédés qui utilisent de la vapeur ou des brûleurs à gaz naturel comme source d'énergie. De plus, la technologie par induction est bien connue car elle est utilisée à grande échelle dans le domaine métallurgique et il y a déjà aussi des applications dans les secteurs du textile et du papier.

Cependant, à ce jour il n'y a aucune référence disponible en relation à la modélisation mathématique du procédé de séchage utilisant des cylindres chauffés par induction électromagnétique, pour le quel l'interaction entre la dynamique des processus de chauffage du cylindre rotatoire et le séchage de la nappe est traitée de façon couplée. À ce titre, la modélisation de la dynamique thermique pour un cylindre chauffé par induction (mais sans nappe) a été rapportée. Ce travail est basé sur un bilan global d'énergie sur le cylindre et la détermination d'un facteur d'induction moyen (Pérez et al., 1997).

### **3.4 Modèle du séchage d'une nappe mince sur un cylindre chauffé par induction**

Le développement d'un tel modèle doit considérer l'ensemble des mécanismes de transfert de masse et d'énergie durant le séchage d'un matériau poreux, tout en considérant les relations dérivées précédemment et caractérisant l'apport d'énergie du cylindre à vide chauffé

par induction. Le modèle mathématique sera développé pour le procédé de séchage d'une nappe textile mince.

Comme le montre la Figure 3.4, le séchoir utilisé dans le cadre de ce travail est divisé en quatre sections consécutives. Une première section où sont installés les inducteurs qui ont pour fonction de fournir l'énergie de chauffage, suivie ensuite par une section libre, où se produira un refroidissement du tambour. Elle constitue la première section de refroidissement. La troisième section est celle de la mise en contact de la surface du cylindre chaud avec la nappe textile mouillée provenant de la section de mouillage. Elle représente la zone de séchage. Finalement, on trouve une deuxième section de refroidissement située entre la sortie de la zone de séchage et le début de la zone d'induction.

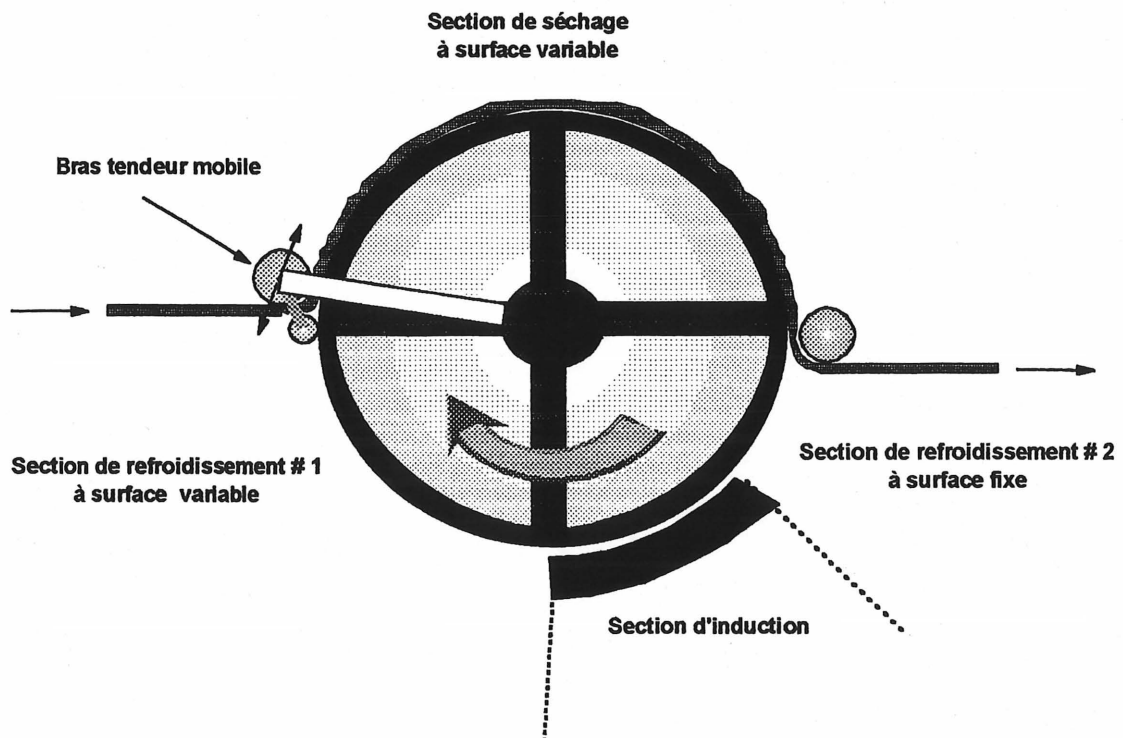


Figure 3.4 Localisation sur le cylindre des sections d'induction, de refroidissement et de séchage.

Les processus de chauffage et de déperdition d'énergie pour le cylindre à vide ont déjà été considérés à la section 3.2 pour le développement du modèle mathématique pour le séchoir à induction. Il est donc question d'établir ici les apports nécessaires au modèle précédent afin que le modèle résultant soit capable de calculer la température et l'humidité de la nappe qui défile sur la surface chaude du cylindre.

Un premier point important à signaler pour le développement du modèle, et considéré pour l'établissement des bilans de masse et d'énergie dans chacune des sections du séchoir, est l'utilisation d'un volume de contrôle mobile de longueur  $dZ$  autant de côté du cylindre que de côté de la nappe. En relation au déplacement des deux volumes de contrôle, celui du cylindre se déplace à une vitesse  $v_{cz}$  déterminée par la vitesse de rotation du cylindre, tandis que celui dans la nappe se déplace à une vitesse  $v_{nz}$  déterminée par la vitesse de défilement de la nappe. On trouvera ci-dessous les équations correspondantes à chacune des sections définies sur le cylindre.

#### 3.4.1 Modèle pour le séchoir dans la section d'induction

Étant donné que le volume de contrôle sélectionné dans le cylindre se déplace à une vitesse déterminée par la vitesse de rotation du cylindre, alors le bilan d'énergie exprimé en fonction de la dérivée substantielle, résulte:

$$\rho_c A_c dZ C_p \frac{DT_c}{Dt} = P_w - (A + B + C + D + E) \quad (3-20)$$

Les termes A, B, C, et D dans cette équation représentent les taux de déperdition d'énergie par les mécanismes de convection naturelle et de radiation vers le milieu environnant. Le calcul des termes de déperdition par convection et radiation est fait à partir des corrélations de la section 3.2. Le terme E représente le flux net d'énergie par conduction qui se produit à

l'intérieur du cylindre. Son calcul ainsi que son importance relative seront précisés à la section 4.4.

$\tau$ : temps spatial requis pour le volume de contrôle pour se déplacer entre deux points consécutifs séparés par une distance  $dZ$  (s),

$P_w$ : puissance induite dans le cylindre par l'effet Joule (W),

$\rho_c$ : densité du matériel du cylindre ( $\text{kg m}^{-3}$ ),

$A_c$ : aire de la section transversale du cylindre ( $\text{m}^2$ ),

$dZ$ : longueur du volume de contrôle mobile (m),

$C_{p_c}$ : capacité calorifique du matériel du cylindre ( $\text{W s}^{-1} \text{kg}^{-1} \text{°C}^{-1}$ ),

$T_c$ : température du cylindre ( $\text{°C}$ ).

### 3.4.2 Modèle pour le séchoir dans la section de refroidissement #1

Cette section du séchoir où on rencontre seulement les processus de déperdition par convection et radiation, a aussi comme caractéristique importante d'avoir une fraction de surface sur le cylindre dont la magnitude peut varier en réponse au déplacement du bras tendeur durant l'opération du séchoir. Cela sera pris en compte afin de modifier les conditions limites au moment de résoudre le bilan d'énergie pour cette section, lequel est donné par la relation (3-20) amputée du terme  $P_w$ , soit:

$$\rho_c A_c dZ C_{p_c} \frac{DT_c}{D\tau} = -(A + B + C + D + E) \quad (3-21)$$

### 3.4.3 Modèle pour le séchoir dans la section de séchage

Cette section représente la zone de séchage du montage où se produira une déperdition additionnelle d'énergie par conduction dans le cylindre comme conséquence du contact entre le cylindre et la nappe. D'autre part, de côté de la nappe, des phénomènes simultanés de transfert de masse et énergie se produiront dans cette section. La Figure 3.5 montre le schéma utilisé pour le développement des bilans de masse et d'énergie, ainsi que la définition des variables à considérer par le modèle.

#### *Bilan d'énergie de côté du cylindre*

Le bilan d'énergie sur le volume de contrôle mobile de côté du cylindre est exprimé par:

$$\rho_c A_c dZ C_{p_c} \frac{DT_c}{D\tau} = - [(A + B) * (1 - \theta) + C + D + E + F] \quad (3-22)$$

où :

$\theta$  représente la fraction couverte par la nappe sur la face supérieure du cylindre.

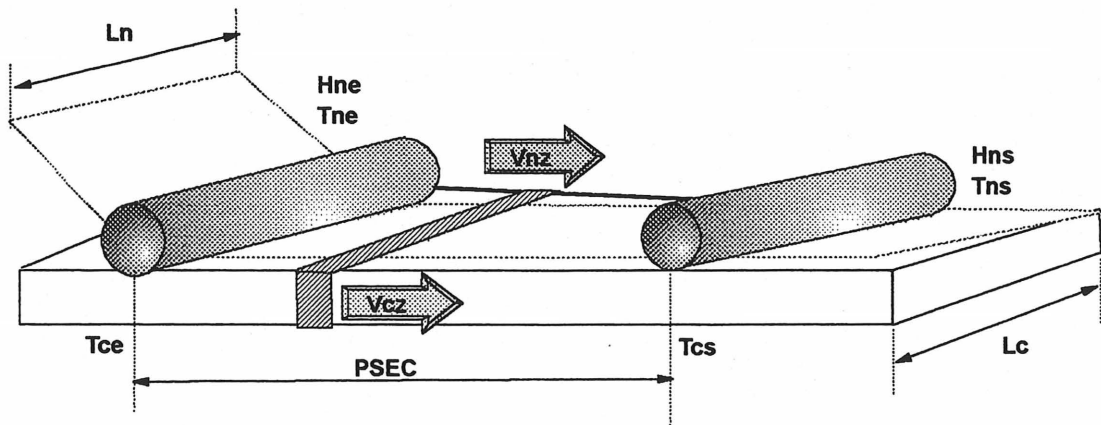


Figure 3.5 Schéma représentatif des volumes de contrôle dans la zone de séchage

Le bilan d'énergie décrit par (3-22), en plus de considérer les déperditions par convection, conduction à l'intérieur du cylindre et radiation, prend également en compte le flux d'énergie par conduction dû au contact entre la nappe et le cylindre, défini par le terme  $F$  dans le bilan. Ce flux d'énergie sera exprimé par:

$$F = \beta L_n dZ (T_c - T_n) \quad (3-23)$$

où :

$\beta$  est le coefficient de contact par conduction à l'interface entre le cylindre et la nappe ( $W m^{-2} ^\circ C^{-1}$ ),

$L_n$  : largeur de la nappe (m), égale à 0.23 m pour les essais réalisés,

$T_n$  : température de la nappe ( $^\circ C$ ).

La résolution de l'équation (3-22) en fonction du temps spatial  $\tau$  et qui considère maintenant la présence du terme par conduction entre le cylindre et la nappe, requiert la connaissance de la température de la nappe tout au long de la section de séchage. Par contre celle-ci est également une fonction du processus de séchage qui se produise du côté de la nappe.

#### ***Bilan sur le contenu d'humidité dans la nappe***

Le bilan de masse sur le contenu d'eau dans le volume de contrôle mobile défini dans la nappe est donné par :

$$\frac{M_{ns}}{100} \left( \frac{DH_n}{D\tau} \right) = -M_{evap} \quad (3-24)$$

où :

$M_{ns}$  : débit massique de tissu sec entrant au séchoir ( $\text{g tissu sec s}^{-1}$ ),

$H_n$  : humidité de la nappe [ $(\text{g eau } 100 (\text{g tissu sec}^{-1}))$ ]

$M_{evap}$  : taux d'évaporation d'eau ( $\text{g eau s}^{-1}$ ).

D'autre part, le débit massique de tissu sec ( $M_{ns}$ ) en contact avec le cylindre est déterminé par l'équation :

$$M_{ns} = \rho_{ts} L_n v_{nz} \quad (3-25)$$

où :

$\rho_{ts}$  : densité par unité de surface pour le tissu utilisé ( $\text{g tissu sec m}^{-2}$ ), égale à  $241 \text{ g m}^{-2}$  selon la fiche technique du produit émise par le fournisseur de la nappe de coton utilisée.

$v_{nz}$  : vitesse de défilement de la nappe ( $\text{m s}^{-1}$ ).

Le mouvement du liquide dans le solide résulte d'un gradient important entre la pression de vapeur à l'intérieur du textile et la pression partielle d'eau dans l'air ambiante, et est assimilé à un mécanisme de transfert de masse par convection. Ainsi, le taux d'évaporation d'eau s'exprime par l'équation suivante (McCabe et al., 1993) :

$$M_{evap} = \frac{K_g L_n dZ M(P_v - P_a)}{RT_a} \quad (3-26)$$

où:

$K_g$  : coefficient global de transfert de masse ( $\text{m s}^{-1}$ ),

$P_v$  : pression de vapeur de l'eau à la température de la nappe (atm),

$P_a$  : pression partielle de l'eau dans l'air ambiante (atm),

$R$  : constante des gaz idéaux, égal à  $8.26 \cdot 10^{-5} \text{ m}^3 \text{ atm gmol}^{-1} \text{ K}^{-1}$ ,

$M$  : masse moléculaire de l'eau,  $18 \text{ g eau/g mole}$ .



Le calcul de la pression de vapeur de l'eau à la température de la nappe (en K) est fait à partir de l'équation d'Antoine, présentée ci-dessous (Himmelblau, 1996).

$$P_v = \exp \left[ 18.3036 - \frac{3816.44}{(-46.13 + T_n)} \right] \quad (3-27)$$

Où la pression de vapeur résultante est en mm Hg. La pression partielle de l'eau dans l'air  $P_a$  est calculée considérant une condition de saturation pour l'air situé immédiatement au-dessus de la nappe (Côté et al., 1990).

Cependant, au fur et à mesure que le séchage progresse, il est possible que l'humidité dans la nappe atteigne des valeurs inférieures à l'humidité critique du matériel du tissu, avec un taux d'évaporation d'eau qui diminuera. Sous cette condition de séchage, le taux d'évaporation d'eau est calculé par :

$$M_{\text{evap}} = \frac{K_g L_n dZ M (P_v - P_a) \left( \frac{H_n}{H_c} \right)}{RT_n} \quad (3-28)$$

où :

$H_c$  : humidité critique du textile. Pour le coton, elle a la valeur de 25 [g eau (100 g tissu sec<sup>-1</sup>)].

Finalement le bilan de masse pour l'humidité dans la nappe s'écrit :

$$\frac{DH_n}{D\tau} = \frac{-100M_{\text{evap}}}{\rho_a E_{\text{pz}} v_{\text{nz}}} \quad (3-29)$$

### ***Bilan d'énergie pour la nappe***

Les mécanismes de transfert de chaleur suivants sont considérés comme les seuls significatifs durant l'opération de séchage:

1. Le flux d'énergie transféré par conduction vers la nappe et provenant du contact entre le cylindre et la nappe, correspond au terme  $F$  exprimé par l'équation (3-23) dérivée du bilan d'énergie sur le cylindre dans la section de séchage :

$$E_{\text{conduction}} = F = \beta L_n dZ (T_c - T_n) \quad (3-23)$$

2. Le flux de déperdition d'énergie par le mécanisme de convection naturelle entre la face supérieure de la nappe vers l'air ambiant. Celui-ci est supposé similaire à celui entre le cylindre découvert et l'air ambiant, mais déterminé à la température de la nappe. Ainsi :

$$E_{\text{convection nappe-air}} = h_{c_e(n)} L_n dZ (T_n - T_\infty) \quad (3-30)$$

3. L'énergie consommée pour la vaporisation d'eau est déterminée par:

$$E_{\text{évaporation}} = \lambda_{\text{eau}} M_{\text{evap}} \quad (3-31)$$

$\lambda_{\text{eau}}$  est la chaleur de vaporisation de l'eau calculée à la température de la nappe ( $\text{W s g eau}^{-1}$ ).

À partir du bilan d'énergie et en considérant la présence des trois flux de chaleur définis ci-dessus, l'équation du bilan d'énergie pour la nappe devient :

$$\frac{D(M_{nh} \cdot Cp_{nh} \cdot T_n)}{D\tau} = E_{\text{conduction}} - E_{\text{convection nappe-air}} - E_{\text{évaporation}} \quad (3-32)$$

Le terme  $M_{nh}$  représente le débit massique de nappe humide ( $\text{g tissu humide s}^{-1}$ ) qui entre au séchoir, et  $Cp_{nh}$  est la chaleur spécifique de la nappe mouillée [ $\text{J (g tissu humide)}^{-1} \text{ } ^\circ\text{C}^{-1}$ ]. Ces deux termes, lesquels sont variables durant le processus de séchage puisqu'ils dépendent du degré d'humidité présent dans la nappe (lequel diminue au cours du déplacement du volume de contrôle), seront considérés constants durant le pas temporel courant d'intégration, et seront évalués à partir de la valeur de l'humidité de la nappe déterminée lors du pas précédent. L'équation du bilan d'énergie pour la nappe est donc écrite :

$$\frac{DT_n}{D\tau} = \frac{E_{\text{conduction}} - E_{\text{convection}} - E_{\text{évaporation}}}{\bar{M}_{nh} \cdot \bar{C}_{p_{nh}}} \quad (3-33)$$

où :

$\bar{M}_{nh}$  et  $\bar{C}_{p_{nh}}$  représentent les valeurs constantes durant un pas d'intégration mais changeante d'un pas d'intégration à un autre.

#### 3.4.4 Modèle pour le séchoir dans la section de refroidissement # 2

Pour cette dernière section du séchoir, présentant une fraction de surface fixe, et qui est soumis exclusivement aux déperdition par convection, radiation et conduction à l'intérieur du cylindre, le bilan d'énergie s'écrit :

$$\rho_c A_c dZ C_{p_c} \frac{DT_c}{D\tau} = -(A + B + C + D + E) \quad (3-34)$$

### 3.5 Résolution numérique du modèle mathématique du séchoir à induction

Tel qu'illustré à la Figure 3.4, le tambour séchoir est divisé en quatre sections consécutives avec des processus différents qui se produisent dans chacune de ces sections. La stratégie de calcul est de réaliser une résolution séquentielle des équations du modèle applicables à ces sections, c'est à dire, une section après l'autre et ce, jusqu'à compléter un tour de rotation complet du cylindre, pour ensuite recommencer une nouvelle séquence de calcul.

Puisque le modèle ne comporte qu'une seule variable indépendante, le temps spatial, les conditions initiales et frontières d'un système original distribué en fonction du temps chronologique  $t$  et de la distance  $z$  doivent être traduits, de façon équivalente, en fonction de

cette variable. Cela nécessite de poser des conditions (dans chacune des sections du tambour séchoir.

On définira tout d'abord les limites de chaque sections comme suit :

Section d'induction :

$$Z \in [Z_{I\text{DÉBUT}}, Z_{I\text{FIN}}] \quad \text{avec } Z_{I\text{DÉBUT}} = 0 \text{ et } Z_{I\text{FIN}} = 27 \text{ cm.}$$

Section de refroidissement #1 :

$$Z \in [Z_{R1\text{DÉBUT}}, Z_{R1\text{FIN}}] \quad \text{avec } Z_{R1\text{DÉBUT}} = 27 \text{ cm et } Z_{R1\text{FIN}} = (60-110.5 \text{ cm.})$$

Section de séchage :

$$Z \in [Z_{S\text{DÉBUT}}, Z_{S\text{FIN}}] \quad \text{avec } Z_{S\text{DÉBUT}} = (60-110.5) \text{ cm et } Z_{S\text{FIN}} = 130.5 \text{ cm.}$$

Section de refroidissement #2 :

$$Z \in [Z_{R2\text{DÉBUT}}, Z_{R2\text{FIN}}] \quad \text{avec } Z_{R2\text{DÉBUT}} = 130.5 \text{ cm et } Z_{R2\text{FIN}} = 143.5 \text{ cm.}$$

On notera que la position  $Z = 0$  correspond au début de la zone d'induction. Ainsi, lors du démarrage du procédé, il faudra considérer les conditions initiales pour la température du cylindre au temps spatial  $\tau_1 = 0$  dans la section d'induction ainsi que pour la température et l'humidité de la nappe au temps spatial  $\tau_s = Z_{S\text{DÉBUT}} / v_{cz}$  dans la section de séchage où  $v_{cz}$  est la vitesse de rotation du cylindre. Pour les conditions limites affectant la température du cylindre dans les autres sections du tambour séchoir, on définira le temps spatial  $\tau_{R1} = Z_{R1\text{DÉBUT}} / v_{cz}$  dans la section de refroidissement #1 ainsi que le temps spatial  $\tau_{R2} = Z_{R2\text{DÉBUT}} / v_{cz}$  dans la section de refroidissement #2. Le temps requis pour effectuer une rotation complète du cylindre est donné par  $\tau_{PCYL} = PCYL / v_{cz}$  où  $PCYL$  est le périmètre du cylindre.

Ainsi, les conditions initiales et frontières nécessaires pour la solutions des équations du modèle sont :

Dans la zone d'induction :

Condition initiale : pour  $\tau = 0$ ,  $T_c(0) = T_{c,initial}$

Condition frontière : pour  $Z = 0$

$$T_c = T_c(\tau_1 + N \cdot \tau_{PCYL}) = T_c(N \cdot \tau_{PCYL})$$

la valeur calculée après un temps spatial  $\tau = N \cdot \tau_{PCYL}$  où  $N$  est le nombre de rotations complètes du cylindre,  $N = 0, 1, 2, \dots$

Dans la zone de refroidissement #1 :

Condition frontière : pour  $Z = ZR1_{DÉBUT}$

$$T_c = T_c(\tau_{R1} + N \cdot \tau_{PCYL})$$

avec  $N = 0, 1, 2, \dots$

Dans la zone de séchage :

Condition initiale : pour  $\tau = \tau_s$

$$T_n(Z = ZS_{DÉBUT}) = T_{n,initial} ; H_n(Z = ZS_{DÉBUT}) = H_{n,initial}$$

Condition frontière : pour  $Z = ZS_{DÉBUT}$

$$T_c = T_c(\tau_s + N \cdot \tau_{PCYL})$$

$$T_n = T_{n,entrée}(\tau_s + N \cdot \tau_{PCYL})$$

$$H_n = H_{n,entrée}(\tau_s + N \cdot \tau_{PCYL})$$

avec  $N = 0, 1, 2, \dots$

**Dans la zone de refroidissement #2 :**

Condition frontière : pour  $Z = ZR2_{\text{DÉBUT}}$

$$T_c = T_c(\tau_{R2} + N \cdot \tau_{PCYL})$$

avec  $N = 0, 1, 2, \dots$

La méthode d'Euler est utilisée comme méthode d'intégration pour résoudre les équations des bilans de masse et d'énergie. L'intégration du modèle se fera pour un certain nombre de révolutions du cylindre équivalent à la durée d'un essai.

Les équations aux différences finies pour l'ensemble des sections du cylindre sont :

**Zone d'induction**

De l'équation (3-20) :

$$T_c^{i+1} = T_c^i + \Delta\tau_I \left[ \frac{Pw - (A + B + C + D + E)}{\rho_c A_c \Delta Z C p_c} \right]_i \quad (3-35)$$

**Zone de refroidissement #1**

De l'équation (3-21)

$$T_c^{i+1} = T_c^i + \Delta\tau_{R1} \left[ \frac{-(A + B + C + D + E)}{\rho_c A_c \Delta Z C p_c} \right]_i \quad (3-36)$$

**Zone de séchage**

**Cylindre**

De l'équation (3-22) :

$$T_c^{i+1} = T_c^i - \Delta\tau_s \left[ \frac{(A + B) * (1 - \theta) + C + D + E + \beta L_n \Delta Z (T_c - T_n)}{\rho_c A_c \Delta Z C p_c} \right]_i \quad (3-37)$$

**Nappe :**

De l'équation (3-24) :

$$H_n^{i+1} = H_n^i - \Delta\tau_s \left[ \frac{100M_{\text{evap}}}{\rho_{\text{is}} E_{\text{pn}} v_{\text{nz}}} \right]_i \quad (3-38)$$

Des équations (3-23, 3-29, 3-30 et 3-32) :

$$T_n^{i+1} = T_n^i + \Delta\tau_s \left[ \frac{\beta L_n \Delta Z (T_c - T_n) - h_{c,e} L_n \Delta Z (T_n - T_\infty) - \lambda_{\text{eau}} M_{\text{evap}}}{\bar{M}_{\text{nh}} \bar{C}_{p_{\text{nh}}}} \right]_i \quad (3-39)$$

### **Zone de refroidissement # 2**

De l'équation (3-33) :

$$T_c^{i+1} = T_c^i + \Delta\tau_{\text{R2}} \left[ \frac{-(A + B + C + D + E)}{\rho_c A_c \Delta Z C_{p_c}} \right]_i \quad (3-40)$$

## **CARACTÉRISATION EXPÉRIMENTALE DES TRANSFERTS D'ÉNERGIE ET ESTIMATION DES COEFFICIENTS DU MODÈLE**

Une première analyse des équations qui composent le modèle pour la zone de séchage posées dans le chapitre précédent indique que la résolution de l'ensemble des équations requiert les valeurs du coefficient de contact entre le cylindre et la nappe ( $\beta$ ) et le coefficient de transfert de masse ( $K_g$ ) entre la surface externe de la nappe et l'environnement. Le coefficient de transfert par convection entre la nappe et l'air ambiant ( $h_{c,e}$ ) est calculé au moyen de la même équation que celle utilisée pour la convection naturelle entre le cylindre et l'air ambiant ( $h_{c,e}$ ), mais calculé à la température de la nappe.

Une première difficulté notée est le manque d'information dans la littérature courante pour la valeur des coefficients de transport  $\beta$  et  $K_g$  dans le cas du procédé de séchage d'une nappe textile en coton en contact avec une surface chaude. En effet, la plus part des références consultées ne rapportent, pour le coefficient  $\beta$ , que des valeurs pour le séchage du papier. D'autre part, la complexité des mécanismes qui se produisent dans la nappe pendant le séchage rendent impossible la considération détaillée de ces mécanismes afin de calculer le taux d'évaporation de l'humidité ou en déduire le coefficient  $K_g$ .

Une deuxième difficulté est celle de la détermination des paramètres liés au phénomène d'induction dans le cylindre. En principe, des aspect fondamentaux comme l'efficacité de l'induction et le caractère de la distribution des courants induits sont à déterminer. Dans ce



sens, l'efficacité ou le rendement de l'installation par induction s'appuie sur différents paramètres : la disposition géométrique des inducteurs et des pièces à chauffer, la fréquence d'alimentation aux inducteurs, les propriétés magnétiques des pièces à chauffer, leur résistivité électrique, leur conductivité thermique, etc. (Davies et Simpson, 1979; Orfeuil et Robin, 1987).

Une troisième préoccupation est que les équations du bilan thermique ainsi que les calculs qui en découlent dépendent de l'hypothèse de l'uniformité radiale de la température dans la paroi du cylindre.

Finalement, sur le plan de la quantification des divers mécanismes de déperdition d'énergie considérées par le modèle, les calculs, effectués à partir des formules de régression pour la convection et des relations fondamentales pour la radiation et la conduction permettent de calculer l'importance relative de ces divers processus durant l'opération du séchoir. Par contre, ces résultats se doivent d'être comparés avec les données provenant du banc d'essai.

Sur la base de cette analyse, il s'est donc avéré nécessaire de réaliser des expériences avec le banc d'essai afin de :

- (a) Tester la validité de l'hypothèse de l'uniformité radiale de température dans la paroi du cylindre;
- (b) déterminer la valeur des coefficients de transfert indéterminés du modèle;
- (c) caractériser l'efficacité du processus d'induction;

(d) vérifier les calculs de déperdition d'énergie par convection, radiation et de conduction à l'intérieur du cylindre.

#### 4.1 Vérification de l'uniformité radiale de température dans la paroi du cylindre

Afin de vérifier la validité de cette hypothèse, des essais de chauffage et de refroidissement furent réalisés avec le cylindre en opération. Des mesures de température à l'intérieur de la paroi du cylindre furent effectuées au moyen de trois thermocouples de type T installés à trois positions différentes selon l'épaisseur, tel qu'indiqué à la Figure 2.4. Les résultats obtenus pour les mesures de température durant l'essai sont montrés à la Figure 4.1.

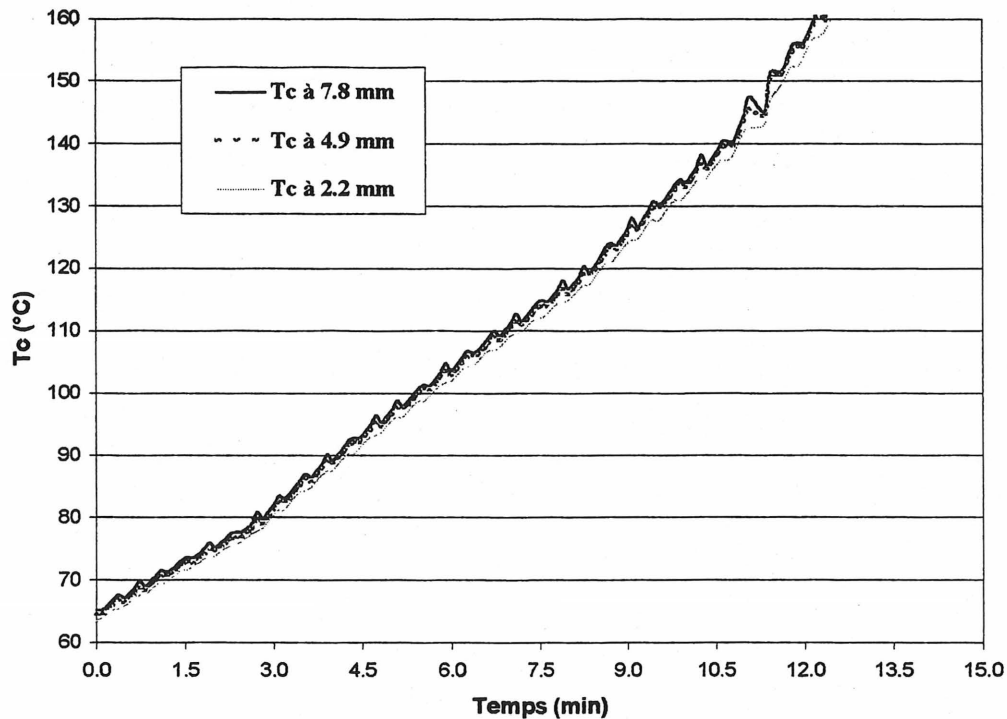


Figure 4.1.- Profils de température des trois thermocouples placés à l'intérieur du cylindre.

Ces résultats indiquent que le gradient de température à l'intérieur du cylindre dans le sens radial est négligeable. En effet, tout le long des essais la différence relative moyenne entre les lectures de température donnée par les thermocouples les plus éloignés, celles à 2.2 et 7.8 mm, était inférieure à 5%.

#### 4.2 Caractérisation sur le banc d'essai des déperditions par convection et radiation

Avec l'objectif de quantifier la magnitude et l'importance relative des déperditions d'énergie reliées aux mécanismes de transfert de chaleur par convection et radiation pendant l'opération du cylindre, des essais de refroidissement furent réalisés à partir d'une température initiale uniforme sur toute la surface du cylindre.

Pour la caractérisation des déperditions d'énergie, il était important d'avoir des conditions initiales isothermes dans le cylindre de façon à s'assurer que le flux par conduction à l'intérieur du cylindre est nul ( $E=0$ ). Sous ces conditions et sans induction d'énergie sur le cylindre, le bilan d'énergie devient:

$$\rho_c A_c dZ C_p \frac{DT_c}{D\tau} = -(A + B + C + D) \quad (4-1)$$

Ainsi, à partir des données expérimentales pour la température du cylindre en fonction de  $\tau$  et de l'intégration de l'équation (4-1), il est possible d'établir l'importance relative de chacun des mécanismes de transfert considérés.

La Figure 4.2 montre le profil expérimental obtenu pour la température du cylindre durant le processus de refroidissement à partir d'une température de 243.2 °C et une vitesse de

rotation de 12.1 rev/min. On y trouve également les profils de température calculés par intégration du modèle en considérant l'incorporation progressive dans le modèle des termes pour les déperditions d'énergie dues à la convection naturelle et à la radiation (A, A+C, A+B+C, A+B+C+D).

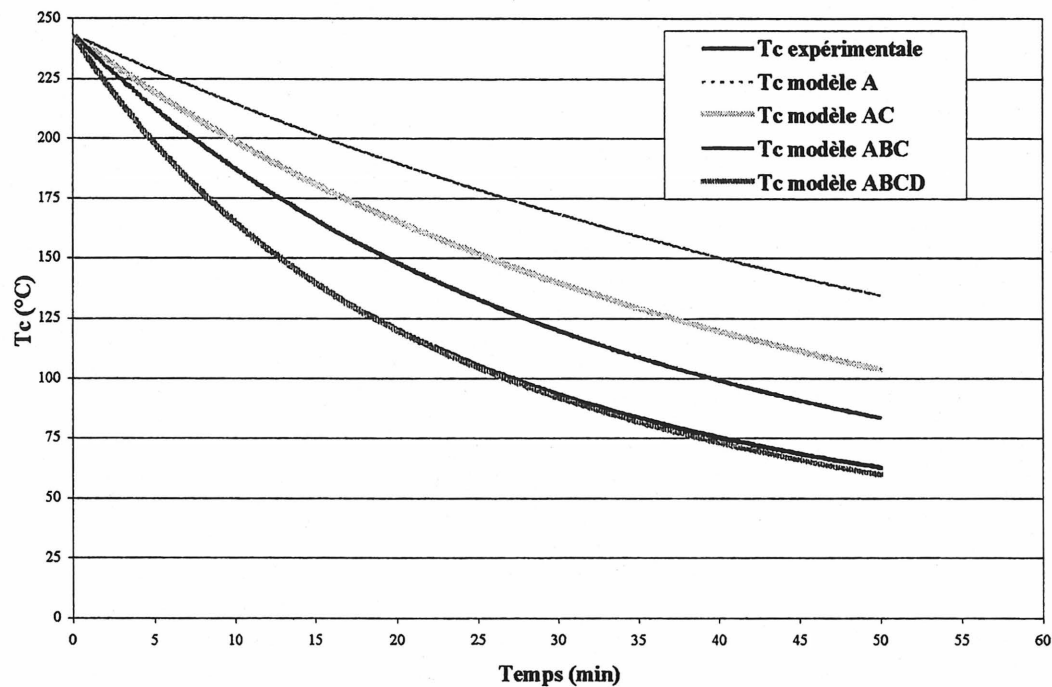


Figure 4.2.- Profils de température expérimental et calculé à partir du modèle en considérant progressivement les divers mécanismes par convection et radiation.

Les résultats indiquent clairement qu'il faut tenir en compte dans le modèle les quatre mécanismes de déperdition A, B, C et D prévus afin de pouvoir représenter avec une bonne précision la dynamique thermique du cylindre observée pendant le refroidissement.

Plus précisément, comme on peut l'observer à la Figure 4.3, ces résultats indiquent la bonne caractérisation du processus de refroidissement du cylindre par le modèle, avec des écarts absolus maximaux entre les températures expérimentales et prédites par le modèle de l'ordre de 3 °C, dans une plage de température du cylindre de 50 à 250 °C. La Figure 4.4 présente la contribution relative en pourcentage des différents mécanismes considérés dans le modèle et la déperdition totale d'énergie en fonction de la température du cylindre et obtenus à partir de l'estimation des flux de chaleur calculés à partir des termes correspondants du modèle.

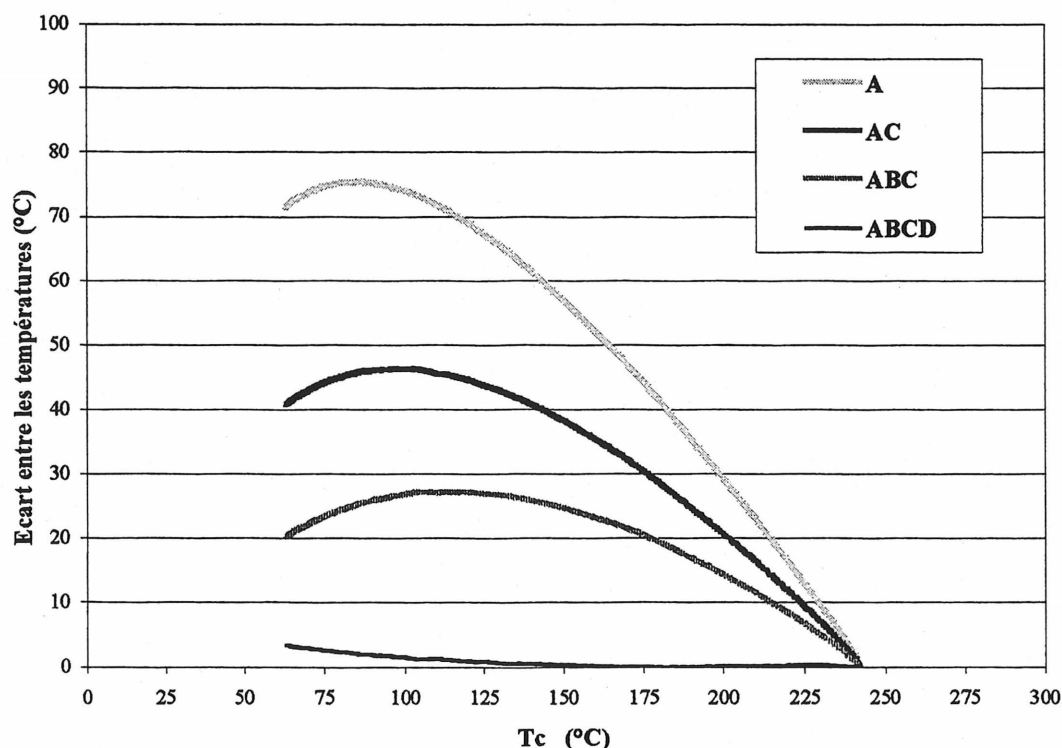


Figure 4.3.- Écarts absolus entre la température expérimentale et la température calculée à partir du modèle en considérant les divers mécanismes par convection et radiation.

Un autre aspect important à examiner par rapport aux déperditions d'énergie par convection était si pendant l'opération du cylindre, il y avait un effet de la vitesse de rotation sur les résultats. À ce sujet, plusieurs essais de refroidissement furent réalisés avec des vitesses de rotation de 12.1, 7.3 et 0.97 rev/min respectivement, correspondant approximativement à 85%, 50% et 7% de la vitesse de rotation maximale du cylindre (14.2 rev/min).

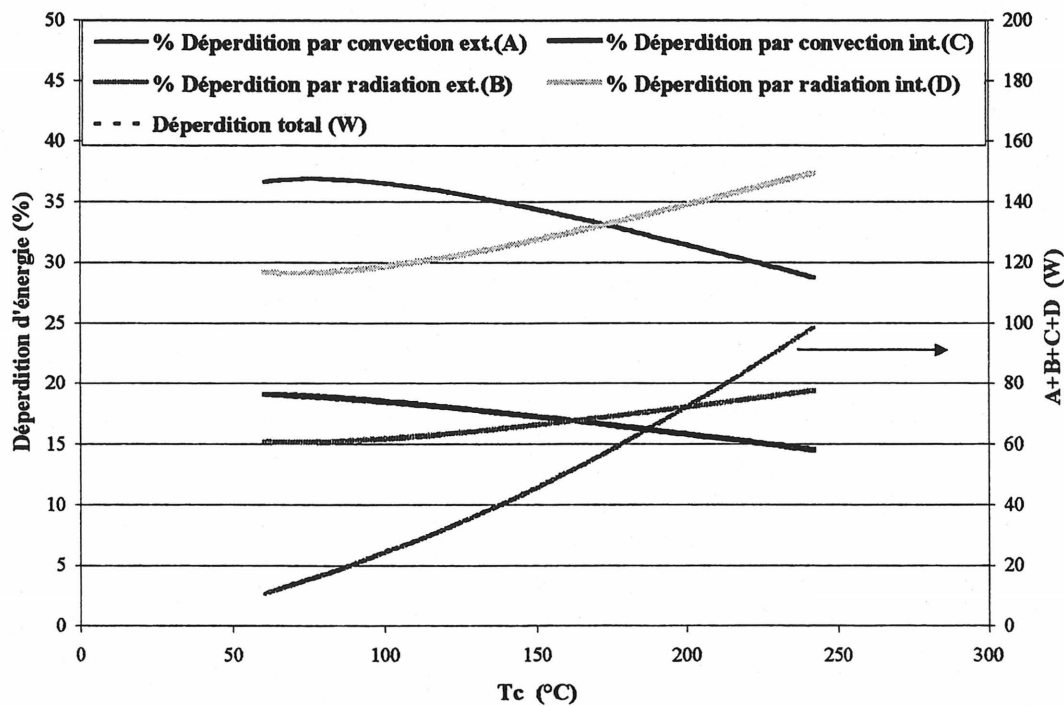


Figure 4.4.- Pourcentages relatifs des déperditions d'énergie par les mécanismes de convection et radiation en fonction de la température du cylindre.

La Figure 4.5 présente les profils de température du cylindre obtenus pour ces trois essais et à partir desquels il faut signaler que pour la plage opérationnelle de rotation du cylindre, de 0.97 et 12.1 rev/min, il n'y a pas vraiment un effet significatif de la vitesse de rotation sur le

profil de refroidissement du cylindre et, en conséquence, sur les processus de transfert de chaleur par convection.

#### 4.3 Caractérisation du flux d'énergie par conduction à l'intérieur du cylindre

Afin de déterminer sous quelles conditions d'opération de rotation et de température du cylindre le flux d'énergie par conduction est significatif, une série d'essais a été réalisée. Cela a été fait à partir des données obtenues pour la température du volume de contrôle mobile dans la section de refroidissement, c'est-à-dire, quand celui se déplace hors de la section d'induction.

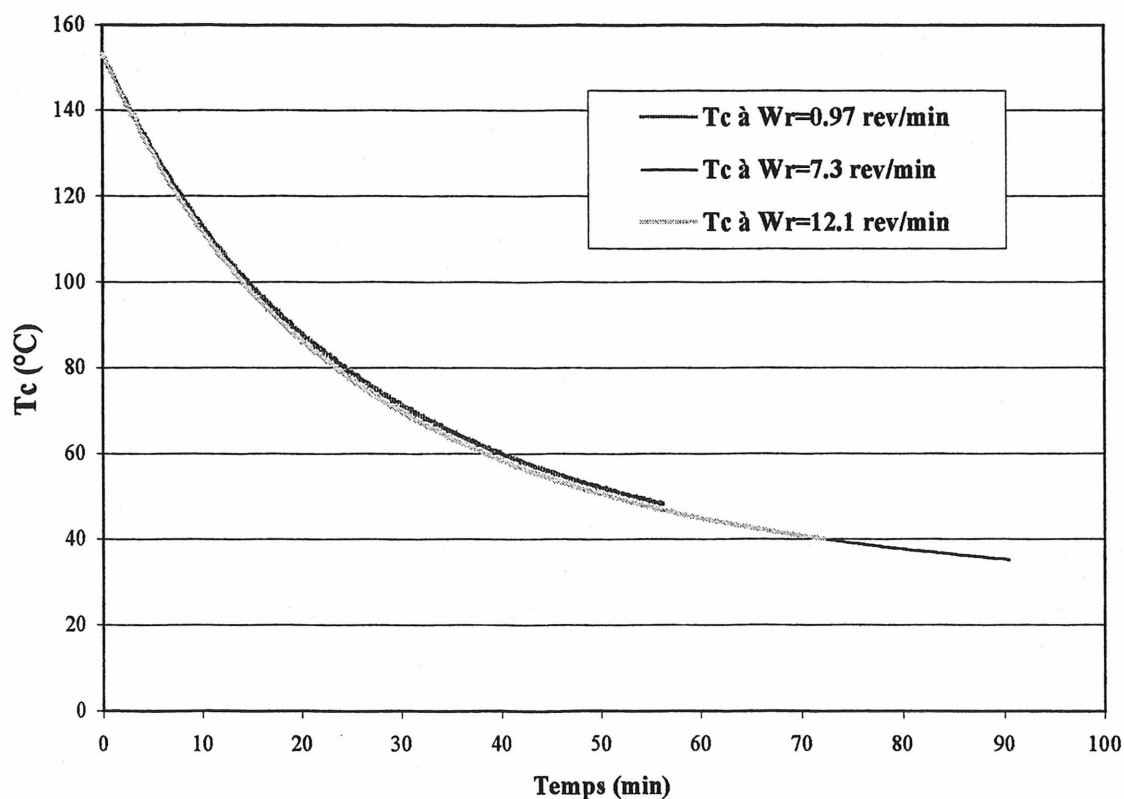


Figure 4.5- Dynamique de refroidissement du cylindre à vide à différentes vitesses de rotation.

Pour la section de refroidissement du cylindre où il n'y a pas de génération d'énergie par induction, le terme E est calculé à partir du bilan d'énergie par:

$$E = \rho_c A_c dZ C p_c \frac{DT_c}{D\tau} + (A + B + C + D) \quad (4-2)$$

où les termes A, B, C et D correspondent aux déperditions d'énergie dues à la convection et à la radiation. À partir des mesures de Tc en fonction de  $\tau$ , il est donc possible de calculer le flux net d'énergie par conduction.

Des essais furent réalisés avec différentes puissances de chauffage afin de caractériser le terme E sous des conditions thermiques encadrant celles d'une opération typique du séchoir, soit des températures du cylindre dans la plage de 20°C à 200 °C. D'autre part, il sera nécessaire aussi de compter avec un nombre suffisant de données pour avoir une bonne estimation du terme différentiel dans l'équation (4-2).

Un premier ensemble de données obtenues d'essais sous une gamme de puissances de chauffage entre 20% et 90% de la puissance maximale et une vitesse de rotation de 0.22 rev/min a été réalisé. Les Figures 4.6 à 4.9 montrent les profils résultants de température correspondant à chaque révolution du cylindre, ceux-ci étant mesurés au moment où le volume de contrôle mobile se trouvait dans la zone de refroidissement. Il est alors possible de calculer au moyen de l'équation (4-2) le flux d'énergie par conduction (E) en fonction de la position dans la zone de refroidissement. Soit le schéma montré à la Figure 4.10, illustrant les sections d'induction et de refroidissement auxquelles on se référera pour exprimer le flux d'énergie par conduction E en fonction de la position dans le modèle mathématique.



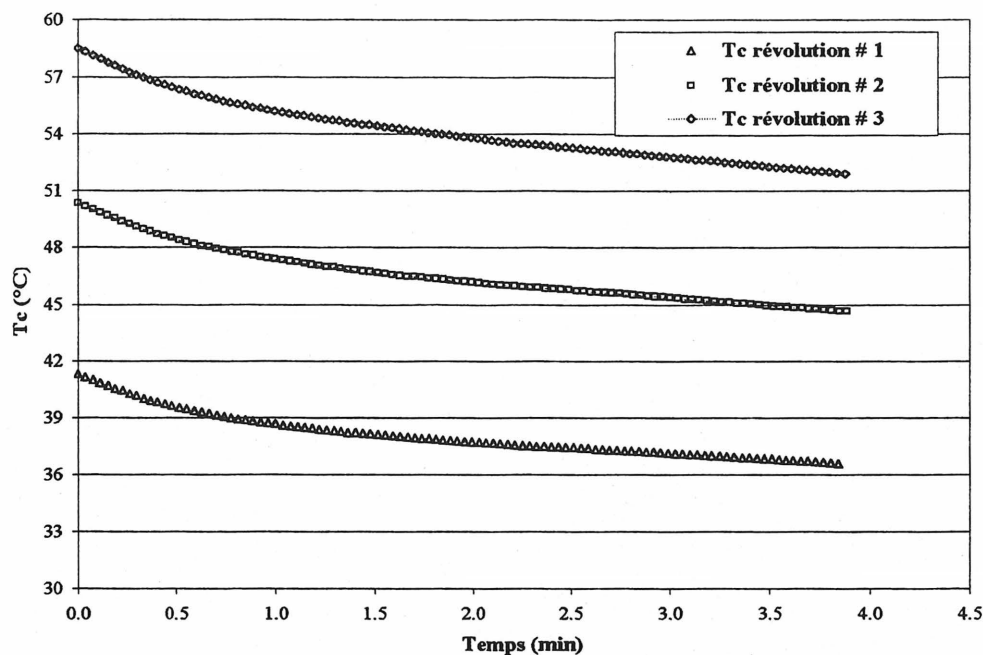


Figure 4.6.- Variation de la température du cylindre dans la zone de refroidissement pour l'essai avec une vitesse de rotation de 0.22 rev/min et  $P_{wn}=20\%$ .

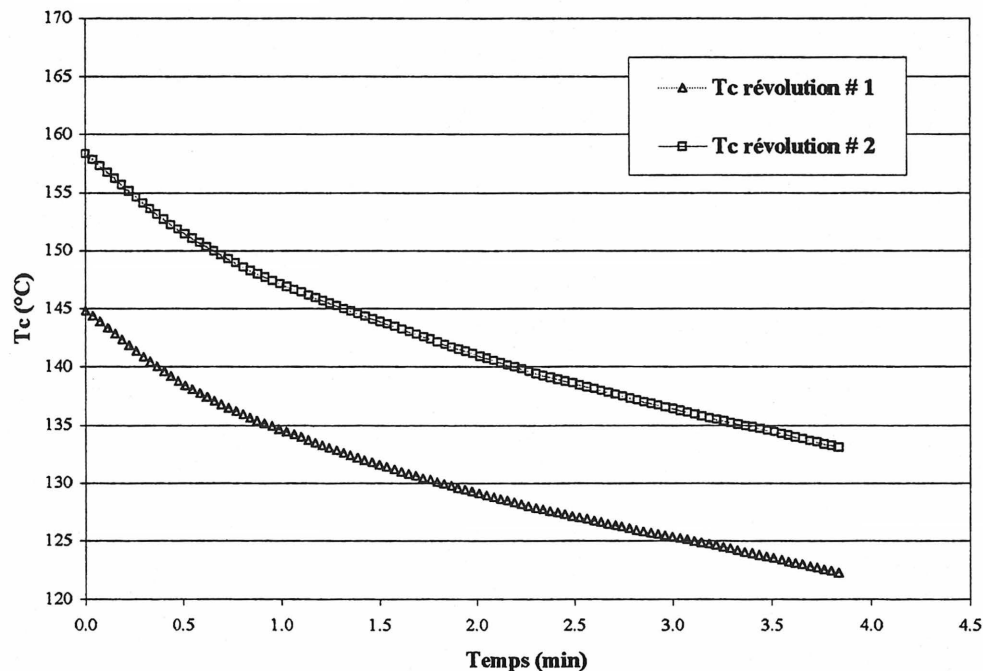


Figure 4.7.- Variation de la température du cylindre dans la zone de refroidissement pour l'essai avec une vitesse de rotation de 0.22 rev/min et  $P_{wn}=40\%$ .

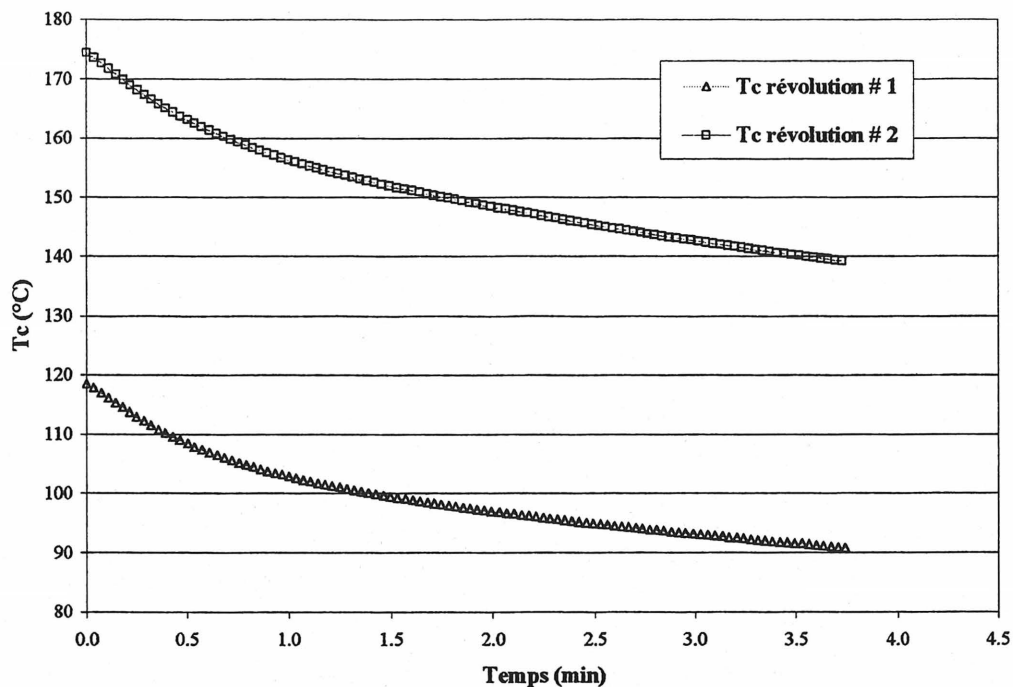


Figure 4.8.- Variation de la température du cylindre dans la zone de refroidissement pour l'essai avec une vitesse de rotation de 0.22 rev/min et  $P_{wn}=70\%$ .

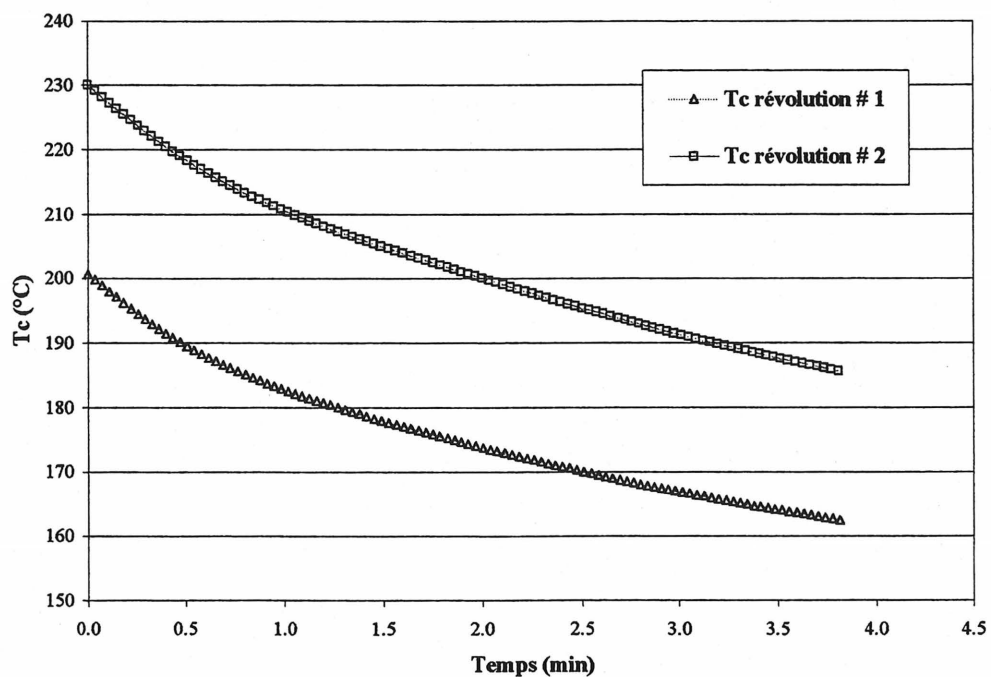


Figure 4.9.- Variation de la température du cylindre dans la zone de refroidissement pour l'essai avec une vitesse de rotation de 0.22 rev/min et  $P_{wn}=90\%$ .

On définira la variable adimensionnelle  $Z'$ , indicative de la position dans la zone de refroidissement, par :

$$Z' = \frac{Z}{PLIB} \quad (4-3)$$

où PLIB est le périmètre de la zone de refroidissement (m), alors  $0 \leq Z' \leq 1$ .

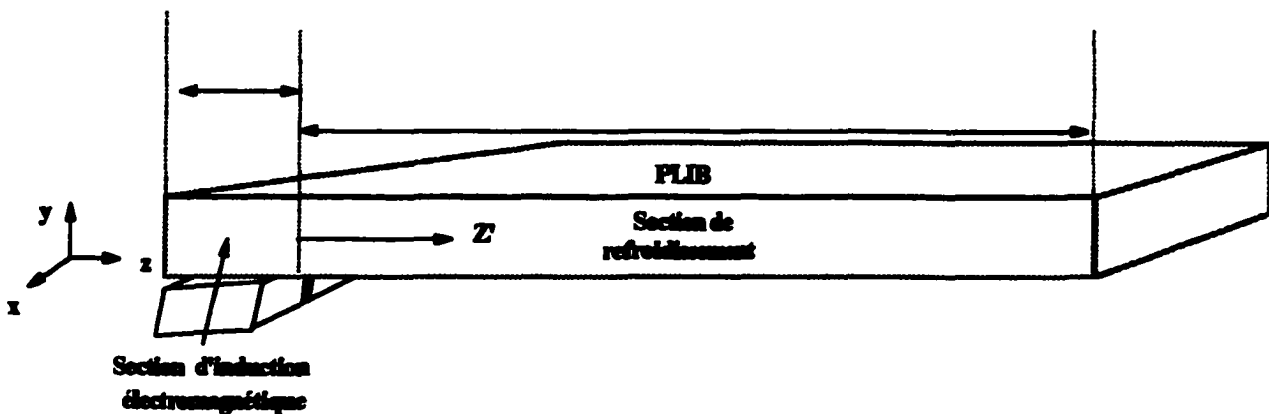


Figure 4.10.- Schéma simplifié du cylindre pour la détermination de la conduction de chaleur à l'intérieur du cylindre.

La Figure 4.11 présente le flux d'énergie par conduction ( $E$ ) calculé à partir des données expérimentales de cette première série d'essais en fonction de la position  $Z'$  dans la zone de refroidissement. Une analyse des résultats indique d'abord que le flux d'énergie par conduction à cette vitesse de rotation (0.22 rev/min) est plus important à des températures élevées ( $P_{wn}=90\%$ ), soit dans la région initiale de la section de refroidissement, plus spécifiquement dans la section où  $Z' < 0.25$ .

Une deuxième question importante à poser est à partir de quelle vitesse de rotation du cylindre, indépendamment de l'importance du chauffage, la conduction dans le cylindre est-elle négligeable par rapport aux déperditions d'énergie par convection et radiation?

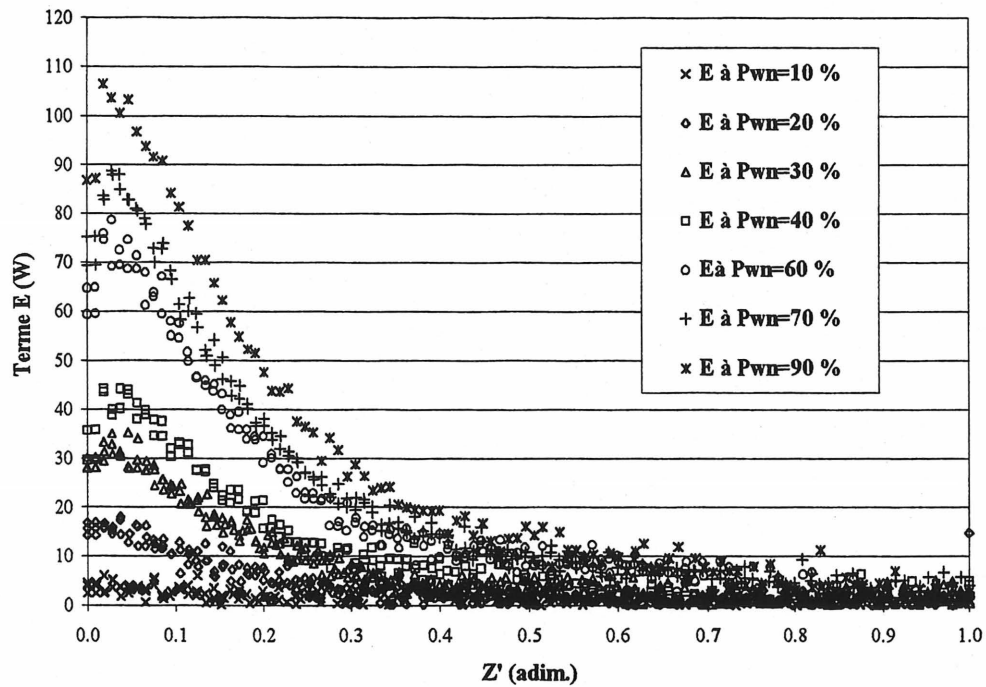


Figure 4.11.- Variation des déperditions d'énergie par conduction  $E$  en fonction de la position normalisée  $Z'$  pour des essais avec  $W_r=0.22$  rev/min et  $P_{wn}$  entre 10% et 90%.

Pour répondre à cette question, une seconde série d'essais a été réalisée avec des vitesses de rotation de 0.65, 1.3 et 3.6 rev/min afin d'établir la condition limite à laquelle la conduction de chaleur n'est plus significative du point de vue du bilan dans le volume de contrôle.

Considérons la relation entre le flux par conduction (E) et les déperditions d'énergie totales dues à la convection, à la radiation (A, B, C et D) et à la conduction (E), soit la fraction d'énergie par conduction des déperditions d'énergie totales, définie par l'équation suivante :

$$\Psi = \frac{E}{(A + B + C + D + E)} \quad (4-4)$$

Les fractions d'énergie par conduction  $\Psi$  calculées à partir des essais réalisés pour différentes vitesses de rotation du cylindre sont présentés à la Figure 4.12. On observe à une vitesse de rotation donnée que la fraction d'énergie par conduction  $\Psi$  en fonction de la position  $Z'$  présente un profil similaire dans tous les cas; cela indépendamment de la température du cylindre.

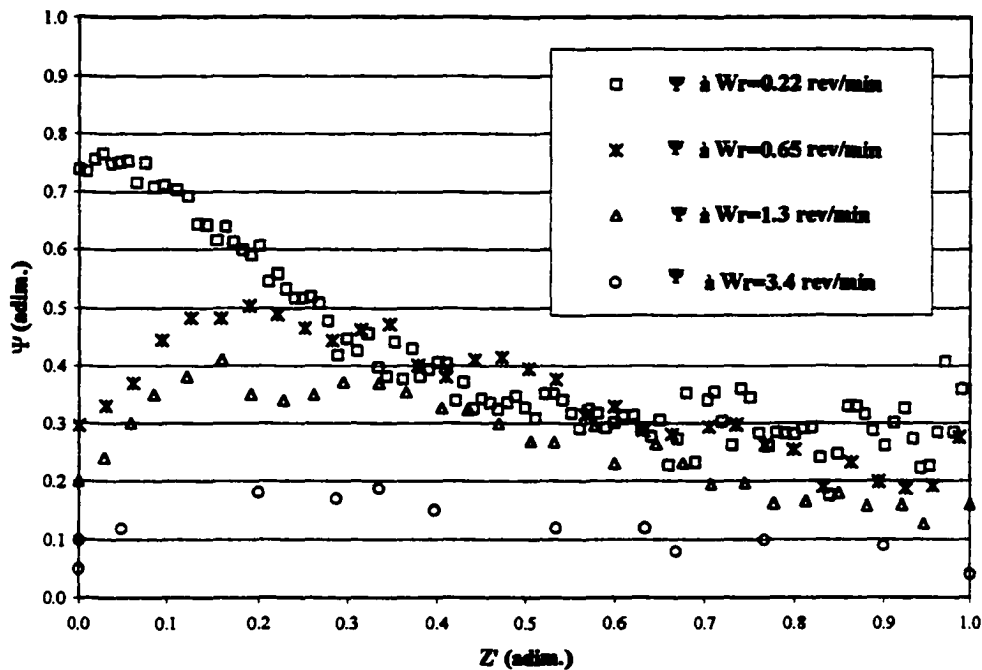


Figure 4.12.- Variation de la fraction d'énergie par conduction  $\Psi$  en fonction de la position  $Z'$  à différentes vitesses de rotation du cylindre.

Cette fraction d'énergie par conduction  $\Psi$  est caractérisée par une valeur élevée au début de la zone de refroidissement ( $Z' < 0.25$ ) mais qui diminue de façon asymptotique vers une limite inférieure pour  $Z' > 0.55$ . Un deuxième aspect à signaler est que la valeur de la fraction d'énergie par conduction  $\Psi$  diminue au fur et à mesure que la vitesse de rotation augmente. Ce comportement est tout à fait explicable car, à une plus grande vitesse de rotation, à chaque révolution du cylindre, la température sera de plus en plus uniforme, condition sous laquelle le processus de conduction devient de moins en moins important.

On a exprimé la fraction d'énergie par conduction  $\Psi$  en fonction de la position  $Z'$ , à une vitesse de rotation, par une relation de type Lorentzien.

$$\Psi = a + \frac{b}{(1 + ((Z' - c)/d)^2)} \quad (4-5)$$

La Figure 4.13 présente les courbes générées à partir de cette relation pour l'ensemble des essais réalisés. Les paramètres  $a$ ,  $b$ ,  $c$ , et  $d$  ont été obtenus par minimisation du carré des écarts entre les calculs effectués de la relation (4-5) et les valeurs de la relation (4-4) calculés à partir des données. Ces paramètres sont présentés au Tableau 4.1 en fonction de la vitesse de rotation du cylindre.

Les résultats obtenus permettent la prise en compte du flux d'énergie par conduction au moyen de la fraction d'énergie par conduction  $\Psi$  qui est une fonction de la vitesse de rotation.

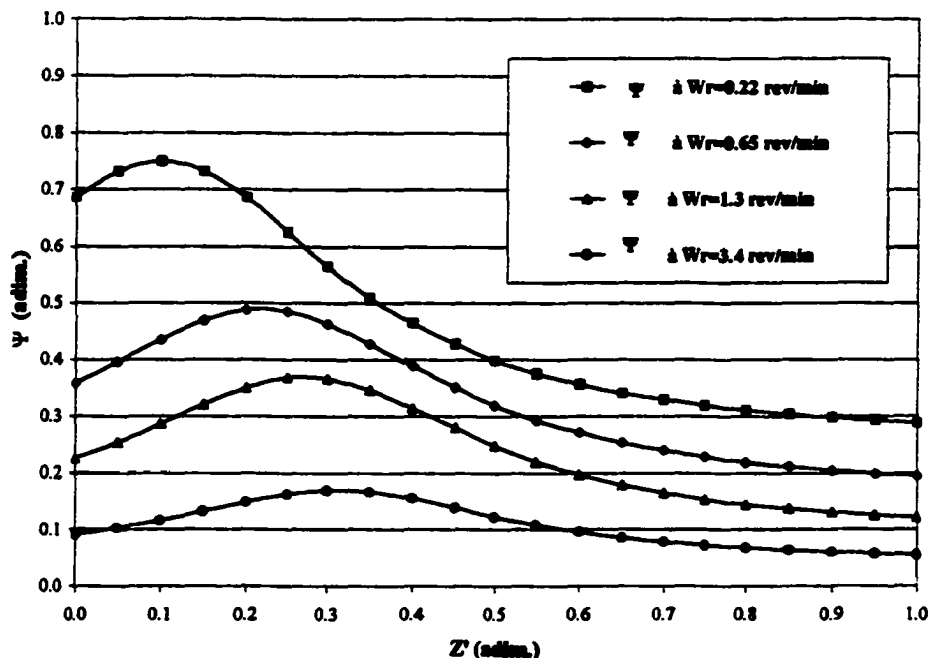


Figure 4.13.- Caractérisation de la fraction d'énergie par conduction  $\Psi$  en fonction de  $Z'$  au moyen de la relation de type Lorentzien.

TABLEAU 4.1.- PARAMÈTRES  $a$ ,  $b$ ,  $c$  et  $d$  DE LA RELATION DE TYPE LORENTZIEN  
POUR LA FRACTION D'ÉNERGIE PAR CONDUCTION  $\Psi$  EN  
FONCTION DE LA VITESSE DE ROTATION  $WR$ .

$Wr$ (rev/min)	$a$	$b$	$c$	$d$
0.22	0.25	0.50	0.10	0.26
0.65	0.16	0.33	0.22	0.27
1.30	0.09	0.28	0.27	0.26
3.40	0.04	0.13	0.31	0.25

De plus, selon la relation (4-4) le terme  $E$  peut facilement être exprimé dans le modèle mathématique en fonction des autres flux connus  $A$ ,  $B$ ,  $C$  et  $D$  :

$$E = \frac{\Psi_{(Wr)}(A + B + C + D)}{1 - \Psi_{(Wr)}} \quad (4-6)$$

où  $\Psi_{(Wr)}$  est calculée de la relation (4-5) pour une vitesse de rotation  $Wr$  donnée.

#### 4.4 Caractérisation de l'induction d'énergie dans le cylindre

Dans le cadre de ce travail, l'approche suivie pour la caractérisation du phénomène d'induction est basée sur les données provenant d'expériences réalisées sur le banc d'essai, plutôt qu'à partir des équations fondamentales de l'électromagnétisme présentées à la section 3.2.6.

Cette approche apparaît justifiée si on prend en considération :

- (a) la complexité du problème que pose la résolution numérique de l'ensemble des équations que constituent les relations de Maxwell;
- (b) le fait que la détermination des paramètres apparaissant dans les relations de Maxwell nécessite de toute façon la réalisation d'expériences sur le banc d'essai;
- (c) l'utilisation finale envisagée pour le modèle mathématique développé ici qui est finalement de déterminer l'efficacité de l'induction d'énergie dans le cylindre.

Par rapport à l'information expérimentale qu'il est possible d'obtenir à partir du banc d'essai, il est utile de rappeler ici la définition de différentes expressions de la puissance reliées au processus d'induction.



### ***Puissance nominale ( $P_{wn}$ en %)***

L'énergie thermique totale induite dans la paroi du cylindre est produite par trois inducteurs électromagnétiques fournissant une puissance totale variant entre 0 et 11.7 kW. Cette puissance est fixée à partir de l'ordinateur selon une valeur nominale de puissance exprimée en pourcentage de 0 à 100%. Cette valeur est définie comme la puissance nominale  $P_{wn}$ . Selon la valeur établie sur l'ordinateur, un signal analogique de 4-20 mA est envoyé à une unité de régulation de la puissance électrique alimentée au système.

### ***Puissance mesurée à la source ( $P_{wm}$ en kW)***

Une fois fixée une valeur pour la puissance nominale  $P_{wn}$ , alors, un transducteur de puissance (wattmètre) installé sur le banc d'essai permet de réaliser des lectures en temps réel de la puissance électrique fournie au système d'inducteurs.

Cependant, il est important de signaler que cette lecture correspond à la puissance mesurée à la source ( $P_{wm}$ ) et non à la puissance réelle induite sur le cylindre. Aux fins d'enregistrement de la mesure réalisée, un signal analogique est généré à partir du wattmètre selon la calibration du fabricant (0-1500 W/0-1 mA).

### ***Puissance induite au cylindre ( $P_w$ en kW)***

Ce terme représente l'énergie thermique par unité de temps dissipée dans le cylindre par l'effet Joule. Considérant les pertes entre la puissance mesurée à la source et la puissance induite au cylindre, il est utile de définir un facteur d'induction selon l'expression suivante :

$$FIND = \frac{P_w}{P_{wm}} \quad (4-7)$$

La Figure 4.14 ci-dessous présente de façon schématique les différentes variables associées à la mesure de la puissance, ainsi que l'interdépendance entre elles.

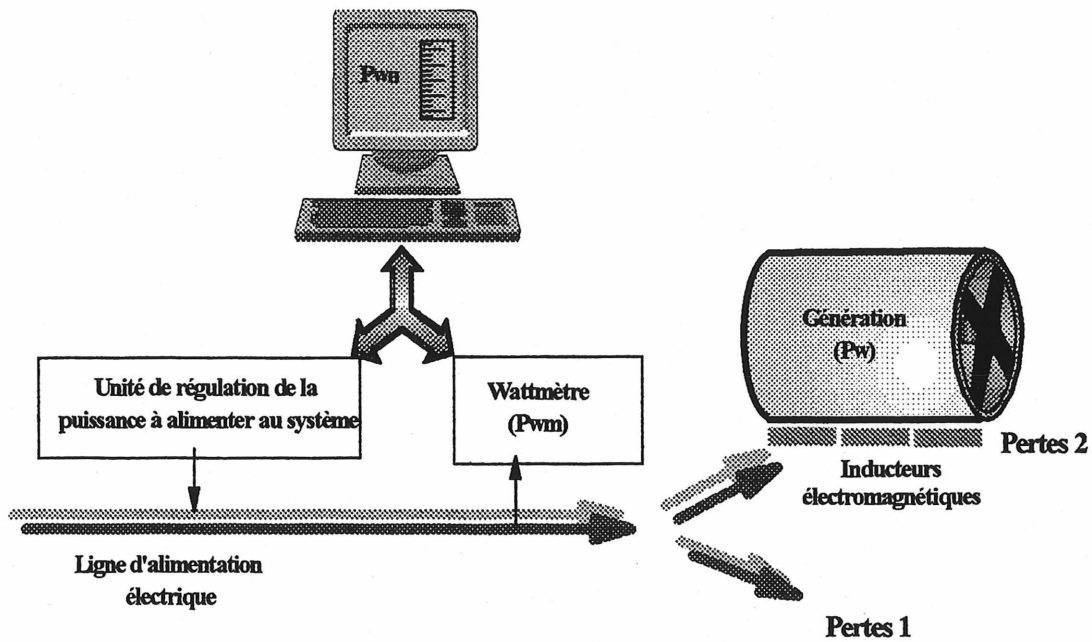


Figure 4.14.- Représentation schématique des variables du modèle reliées à la puissance de chauffage électrique.

#### 4.4.1 Détermination expérimentale du facteur d'induction

Considérant de flux de chaleur par conduction  $E$  exprimé en terme de la fraction d'énergie par conduction  $\Psi$  (relation 4-6) ainsi que le facteur d'induction  $FIND$  ci-dessus (4-7), alors le bilan d'énergie pour la section d'induction (3-20) peut s'écrire:

$$\rho_c A_c dZ C_{p_c} \frac{DT_c}{D\tau} = P_{wm} * FIND - \frac{(A + B + C + D)}{(1 - \Psi_{(w_r)})} \quad (4-8)$$

La question qui demeure est la caractérisation du facteur d'induction  $FIND$  sur le cylindre. Pour cela, il faut mesurer simultanément sur le banc d'essai la puissance à la source ( $P_{wm}$ ), ainsi que la puissance vraiment induite sur le cylindre ( $P_w$ ), qu'il faut calculer à partir des données expérimentales.

Afin de déterminer le facteur d'induction  $FIND$  une série d'essais a été réalisée à une très faible vitesse de rotation et avec différentes puissances nominales de chauffage entre 10% et 90. Une faible vitesse de rotation fut utilisée afin de permettre un nombre suffisant de mesures de la température du cylindre à chaque fois que le volume de contrôle mobile se trouve face aux inducteurs. La Figure 4.15 montre le profil caractéristique observé pour la température du cylindre dans la section d'induction obtenu pendant la réalisation d'un essai avec une vitesse de rotation de 0.15 rev/min et une puissance nominale de 90%.

Une analyse qualitative du profil de température observé dans la zone d'induction, indique qu'au début de la zone d'induction se produit un chauffage du cylindre suivi d'un plateau de température (0 à 15 s). Au fur et à mesure que le volume de contrôle se déplace, un

nouveau chauffage est observé suivi encore d'un plateau de température (15-34 s). Cette dynamique observée pour la première montée de température indique clairement la présence de la première bobine des inducteurs (0-34 s).

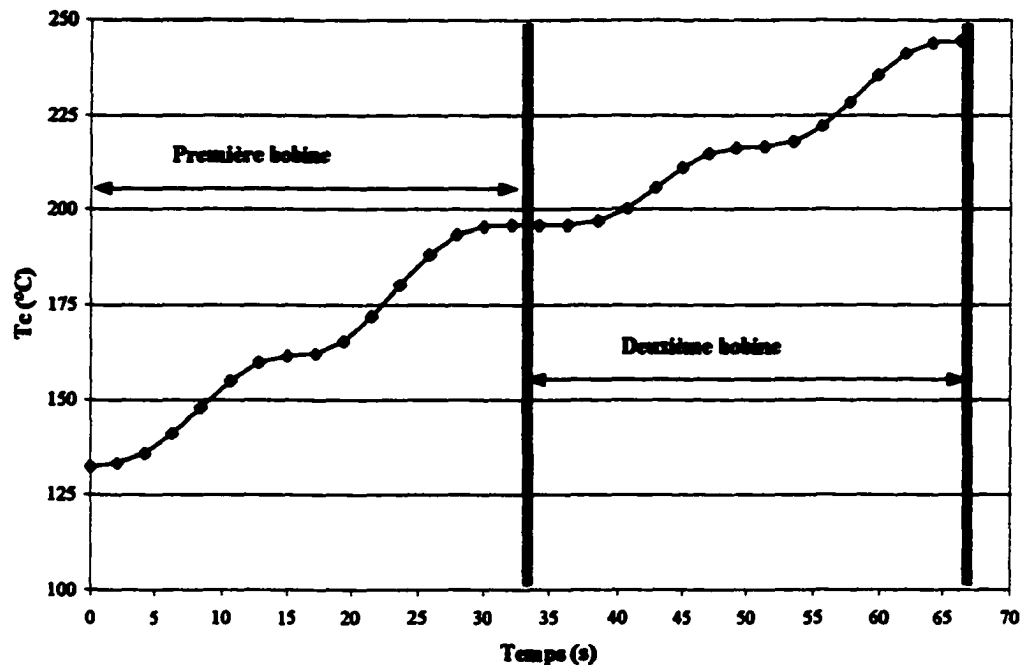


Figure 4.15.- Température du cylindre mesurée dans la zone d'induction avec  $P_{wn}=90\%$  et  $W_r=0.15$  rev/min.

La répétition de cette même dynamique dans la deuxième partie de la section d'induction (34-67 s) confirme la présence d'une seconde bobine en série avec la première, etc. Ce comportement expérimental confirme les caractéristiques physiques de l'assemblage des inducteurs installés sur le banc d'essai utilisé. La Figure 4.16 montre un schéma simplifié de la configuration physique des inducteurs responsables des observations expérimentales faites.

Un deuxième aspect qu'on peut déduire aussi des résultats expérimentaux est le fait que l'induction présente un caractère distribué de la puissance dans la section d'induction. En effet, on observe des régions actives, caractérisées par une augmentation de la température du cylindre, ainsi que des régions inactives, caractérisées par l'atteinte de plateaux de température.

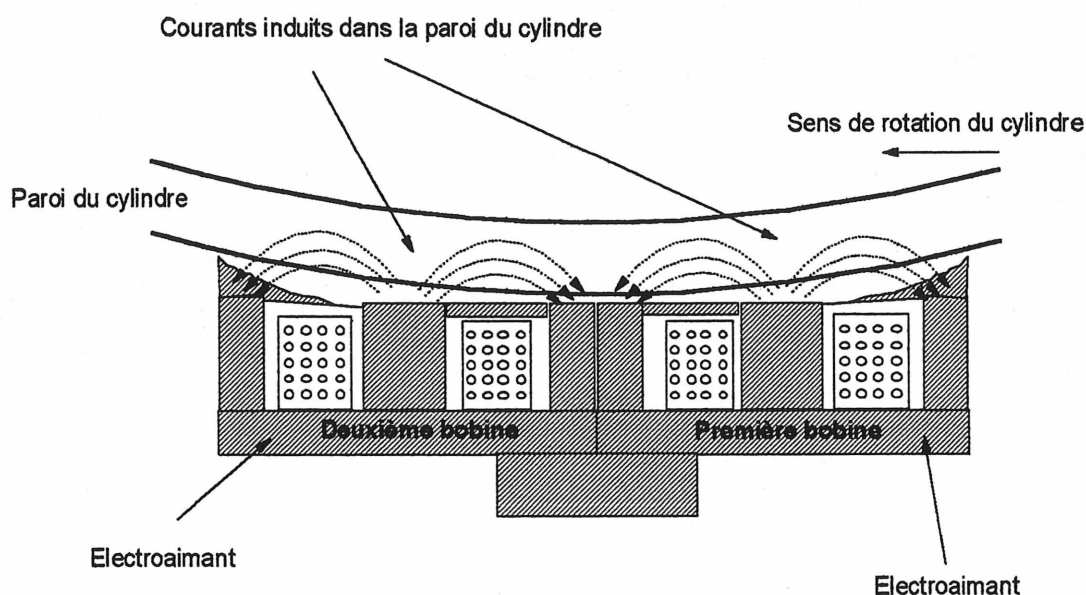


Figure 4.16.- Schéma simplifié des caractéristiques physiques des inducteurs.

Les régions actives correspondent à la partie centrale des bobines et les régions inactives à l'espace de séparation entre elles, où la température du cylindre reste essentiellement constante. Un autre aspect à souligner des observations expérimentales est que le phénomène d'induction se produit d'une façon très localisée et rapide dans la pièce qui fait face aux inducteurs.

Pour la modélisation du phénomène d'induction, on définira la variable adimensionnelle normalisée  $Z''$  dans la zone d'induction par :

$$Z'' = \frac{Z}{PIND} \quad (4-9)$$

où  $PIND$  est le périmètre de la zone d'induction (m), avec  $0 \leq Z'' \leq 1$ .

Le facteur  $FIND$  peut être exprimé de la relation (4-8) par :

$$FIND = \left( \frac{\rho_c A_c dZCp_c \frac{DT_c}{D\tau} + \frac{(A + B + C + D)}{(1 - \Psi_{(nr)})}}{Pwm} \right) \quad (4-10)$$

Les données expérimentales pour la température du cylindre en fonction du temps spatial dans la section d'induction permettent d'évaluer le terme  $DT_c/D\tau$  pour une puissance mesurée à la source ( $Pwm$ ). Les données permettent également calculer les termes de déperdition d'énergie par convection, radiation et conduction. Ainsi, le facteur d'induction  $FIND$  peut être calculé en fonction de la position  $Z''$  dans la section d'induction.

La Figure 4.17 présente les valeurs instantanées calculées pour le facteur d'induction  $FIND$  en fonction de  $Z''$ , et obtenues pour l'ensemble des essais réalisés avec une vitesse de rotation de 0.15 rev/min et la puissance nominale variant de 10% à 90%. Une première conclusion à tirer à partir de ces résultats est qu'à une position donnée  $Z''$ , indépendamment de la puissance de chauffage utilisée, le facteur d'induction de puissance  $FIND$  reste à peu

près le même. Cela permet de considérer que la capacité d'induction d'énergie n'est pas affectée par la magnitude des courants alimentés aux inducteurs.

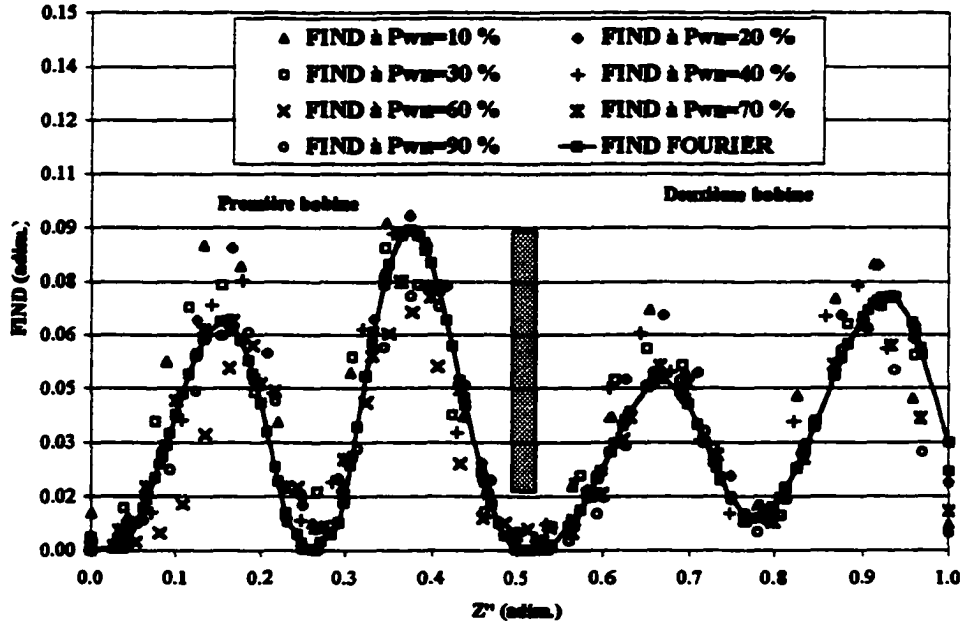


Figure 4.17.- Facteur d'induction FIND pour l'ensemble des essais avec une vitesse de rotation de 0.15 rev/min et une puissance nominale de 10% à 90%.

Ces résultats confirment le caractère distribué de la dissipation de l'énergie dans la paroi du cylindre, mais uniquement dans la section d'induction. Afin de représenter cette distribution d'énergie, le facteur d'induction FIND est exprimé en fonction de la position  $Z''$  par la série de Fourier suivante :

$$FIND_{(Z'')} = \frac{a_0}{2} + \sum_{n=1}^{\infty} (a_n \cos(n\pi.Z'') + b_n \sin(n\pi.Z'')) \quad (4-11)$$

où les valeurs constantes  $a_n$ ,  $b_n$  et  $a_0$  sont déterminées par minimisation des écarts quadratiques entre les valeurs de  $FIND_{(Z'')}$  calculées et les valeurs déterminées à partir des expériences réalisées. Les valeurs obtenues pour les constantes  $a_n$ ,  $b_n$  et  $a_0$  sont fournies à l'annexe B. On trouvera aussi à la figure 4.17 le profil de  $FIND_{(Z'')}$  en fonction de  $Z''$  calculé de la relation (4-11).

Finalement, le modèle mathématique pour la zone de chauffage peut bien s'écrire par :

$$\rho_c A_c dZCp_c \frac{DT_c}{D\tau} = P_{wm} * FIND_{(Z'')} - \frac{(A + B + C + D)}{(1 - \Psi_{(w_r)})} \quad (4-12)$$

Un point important à considérer concerne l'efficacité globale de l'induction des inducteurs dans la section d'induction (de  $Z''=0$  à  $Z''=1$ ) en fonction de la puissance nominale utilisée ( $P_{wn}$ ). Cette efficacité passe d'abord par la détermination de la puissance induite localement sur le cylindre ( $P_w$ ), laquelle peut être calculée à partir de la relation (4-7), soient la puissance mesurée par le wattmètre ( $P_{wm}$ ) et le facteur d'induction  $FIND_{(Z'')}$ .

On obtiendra ainsi des valeurs locales pour la dissipation d'énergie dans le cylindre aux différentes puissances nominales  $P_{wn}$  utilisées durant les essais, telles qu'illustrées à la Figure 4.18. Une efficacité globale du processus d'induction peut être calculée à partir de l'intégration numérique des valeurs instantanées de la puissance induite  $P_w$  dans toute la section d'induction ainsi que de la valeur moyenne  $\bar{P}_{wm}$  déterminée à partir des mesures de la puissance à la source  $P_{wm}$  ( $\approx$  constante) faites durant l'essai. Soit  $\phi$ , l'efficacité globale définie par :



$$\phi = \frac{\int_{Z''=0}^{Z''=1} Pw(z'').dZ''}{\bar{P}_{wm}} \quad (4-13)$$

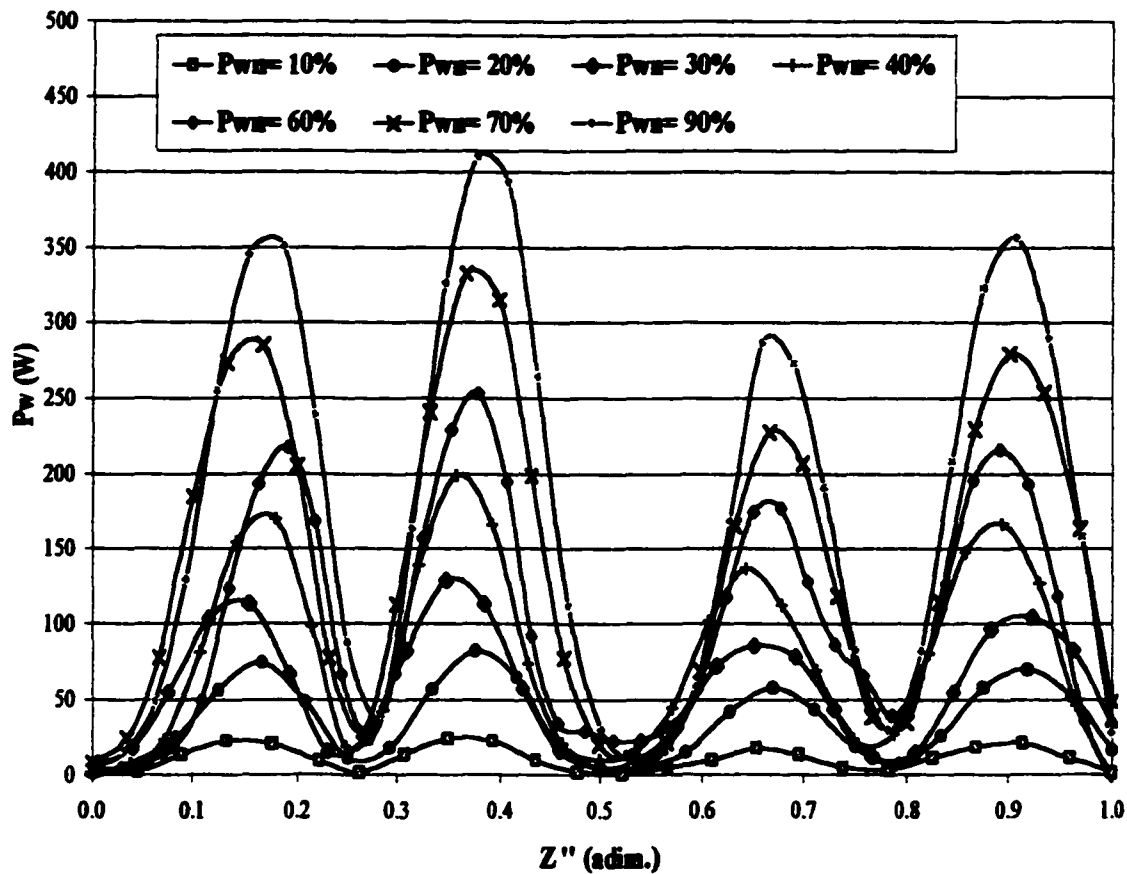


Figure 4.18.- Puissance induite  $P_w$  dans la section d'induction à différentes puissances nominales  $P_{wn}$ .

La Figure 4.19 montre les valeurs obtenues pour l'efficacité globale de l'induction  $\phi$  en fonction de la puissance nominale de chauffage  $P_{wn}$ , révélant une efficacité globale moyenne pour l'induction d'environ 93%. Cette valeur est cohérente avec celles rapportées

pour ce type de technologie pour lesquelles des valeurs de 70% à 95% ont été rapportées (Orfeuil et Robin, 1987; Reboux, 1984; Metail, 1978; Poireux, 1982; Coevoet, 1983).

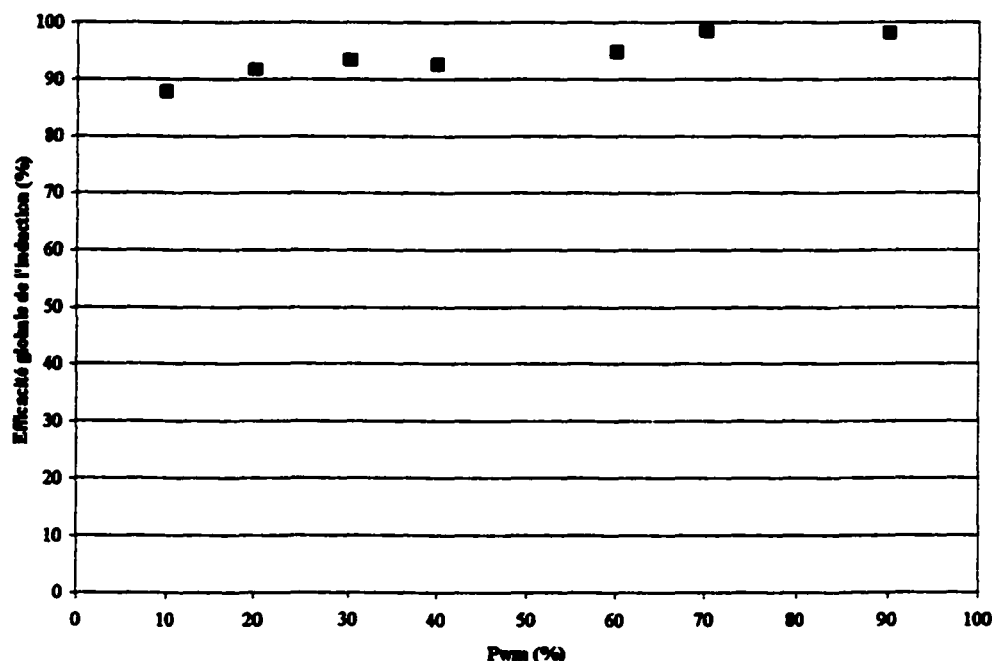


Figure 4.19 .- Efficacité globale de l'induction  $\phi$  sur le cylindre en fonction de la puissance nominale.

#### 4.5 Estimation des coefficients de transfert du procédé de séchage de la nappe

Avant de passer aux détails de la phase d'expérimentation afin de déterminer les coefficients par conduction  $\beta$  et de transfert de masse  $K_g$ , considérons tout d'abord la Figure 4.20 où est illustrée une représentation hypothétique simplifiée de la dynamique du processus de séchage. Le schéma montre que pendant le contact entre la nappe et la surface chaude du cylindre ils coexistent dans la zone de séchage une première région de préchauffage de la

nappe mouillée, laquelle arrive au séchoir avec un niveau d'humidité élevé et une basse température.

Après un certain temps de contact, dû au permanent flux d'énergie par conduction provenant de la surface chaude du cylindre, la température de la nappe augmente jusqu'à ce que commence à se produire une évaporation de l'eau présente dans la nappe, avec la formation subséquente d'une interface de vapeur entre la nappe et le cylindre.

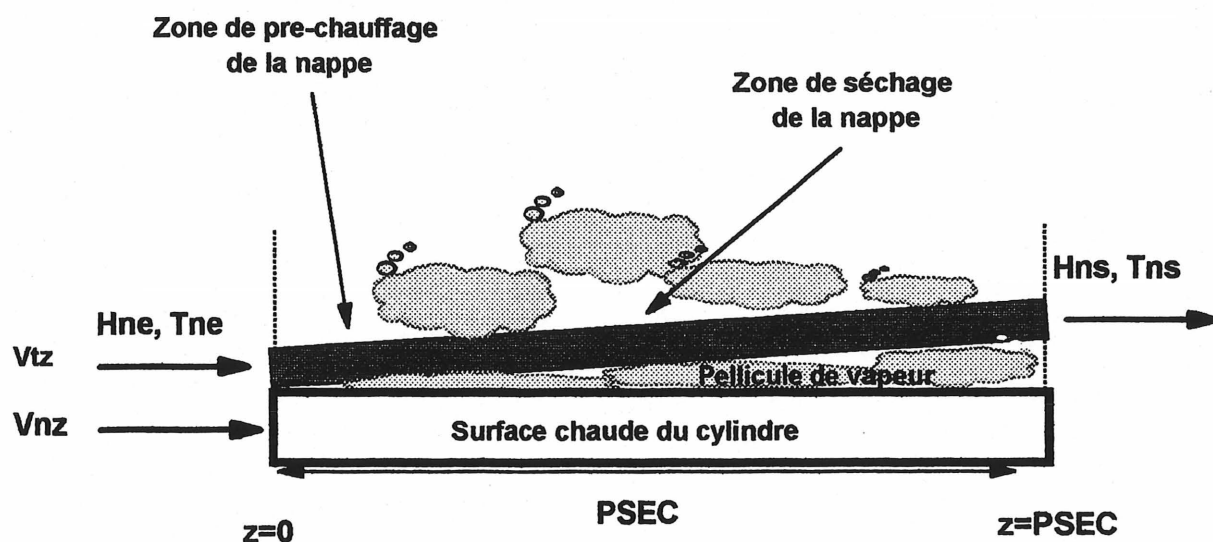


Figure 4.20. - Schéma représentatif du processus de séchage à l'interface nappe-cylindre.

Une fois générée la pellicule de vapeur entre la surface du cylindre et la nappe, cette pellicule commencera effectivement à influencer le mécanisme de transfert de chaleur par conduction vers la nappe, et affectera la dynamique thermique du tambour et le processus de séchage.

Ce comportement anticipé à l'interface entre la nappe et le cylindre suggère que les coefficients de transfert thermique ( $\beta$ ) et massique ( $K_g$ ) ne seraient pas nécessairement constants dans la section de séchage, mais seraient plutôt fonctions des propriétés locales, donc un caractère distribué qui serait de plus en plus marqué avec des conditions favorisant l'évaporation.

Les données disponibles lors d'essais expérimentaux :

- l'humidité de la nappe à l'entrée et à la sortie de la section de séchage (humidimètres);
- la température de la nappe à la sortie de la section de séchage (pyromètre optique);
- la température du cylindre tout le long des quatre sections du séchoir (thermocouples insérés dans la paroi du cylindre).

ne permettent malheureusement pas de calculer les coefficients de transfert thermique ( $\beta$ ) et massique ( $K_g$ ) locaux.

Toutefois, cette situation n'écarte pas la possibilité de déterminer des coefficients de transferts globaux; ceux derniers fourniront de l'information qui permettra de valider ou non l'hypothèse de l'influence de cette interface de vapeur sur l'efficacité du séchage.

#### 4.5.1 Expériences réalisées pour la détermination des coefficients de transfert

Avec l'objectif de déterminer les coefficients de transfert à partir de l'information expérimentale obtenue sur le banc d'essai, un premier ensemble d'expériences avec séchage de la nappe a été réalisée. La puissance nominale  $P_{wn}$  aux inducteurs fut ajustée afin de générer une variation de la température du cylindre entre 20 °C et 200 °C pour une vitesse de rotation de 3.4 rev/min et une surface de contact maximale entre la nappe et le cylindre (position fixe du bras tendeur à PBT=0%).

Ces conditions expérimentales permettent d'encadrer la gamme des taux d'évaporation, de faibles à élevés, rencontrés lors d'une opération de séchage. Plus particulièrement pour ce premier ensemble d'essais, quatre expériences distinctes furent réalisées en considérant une variation spécifique de la température du cylindre au moyen des conditions opérationnelles suivantes :

**Essai # 1 :** Une puissance nominale  $P_{wn}$  de 60% conduisant à des températures du cylindre variant de 20 °C à 100 °C et correspondant aux conditions de mise en marche du banc d'essai.

**Essai # 2 :** Une puissance nominale  $P_{wn}$  passant de 60% à 70% et conduisant à des températures du cylindre variant de 100 °C à 140 °C.

**Essai # 3 :** Une puissance nominale  $P_{wn}$  passant de 70% à 90% et conduisant à des températures du cylindre variant de 140 °C à 180 °C

**Essai # 4 :** Une puissance nominale  $P_{wn}$  passant de 90% à 60% et conduisant à des températures du cylindre variant de 180 °C à 140 °C

Les Figures 4.21 à 4.24 présentent pour ces quatre essais les valeurs de l'humidité pour la nappe mesurée à l'entrée et à la sortie de la section de séchage, la température de la nappe à la sortie de la section de séchage ainsi que la température du cylindre tout le long des quatre sections du séchoir.

On observe que la température du cylindre augmente au cours du temps en réponse à des ajustements progressifs faits dans la puissance  $P_{wn}$  appliquée aux inducteurs lors des trois premiers essais. Une diminution de température est observée en réponse à une réduction de la puissance  $P_{wn}$  lors de l'essai #4.

Dès les premières minutes de l'essai # 1 on observe une réduction significative de l'humidité de la nappe entre l'entrée et la sortie de la section de séchage. Cela est d'autant plus vrai que l'humidité de la nappe à l'entrée est affectée d'une dérive à la hausse que l'on constate également dans les autres essais. Cette dérive pourrait être attribuée à plusieurs causes indéterminées mais qui seraient associées à l'utilisation d'une boucle fermée pour la nappe, laquelle est soumise à des cycles répétitifs de mouillage et de séchage. En effet, cela induit des tensions dans le maillage de la nappe et peut affecter les quantités d'eau résiduelles après son mouillage et essorage.

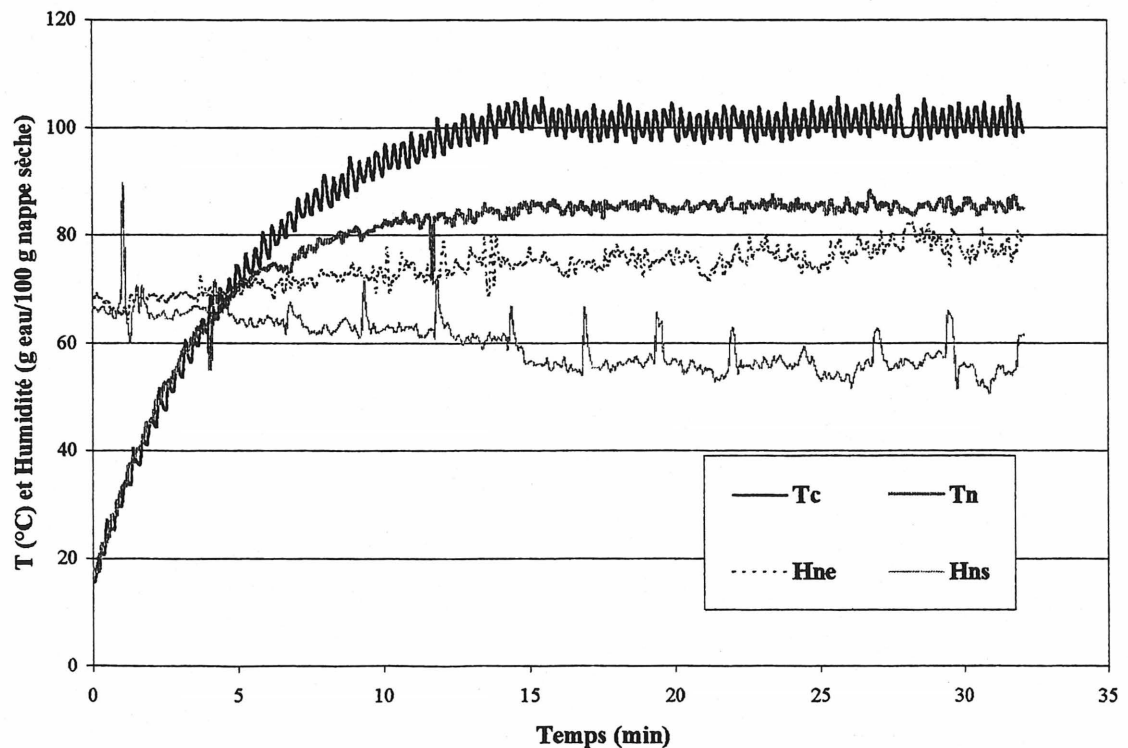


Figure 4.21.- Évolution des températures et de l'humidité durant l'essai # 1 avec Pwn de 0% à 60%,  $W_r=3.4$  rev/min et PBT=0%.

Enfin, on observe de l'essai # 1 que la quantité d'eau évaporée (différence entre l'humidité de la nappe à entrée et à la sortie) devient relativement constante dès que la température du cylindre atteint la température de 100 °C. Cela est également vrai à divers degrés pour les autres essais. Cela est indicatif d'un taux d'évaporation qui se stabilise (tend vers une constante). On notera également que la température de la nappe reste essentiellement constante (valeur moyenne de 85 °C) dès que la température du cylindre > 100 °C. Cela est également indicatif d'un taux d'évaporation de l'eau constant.

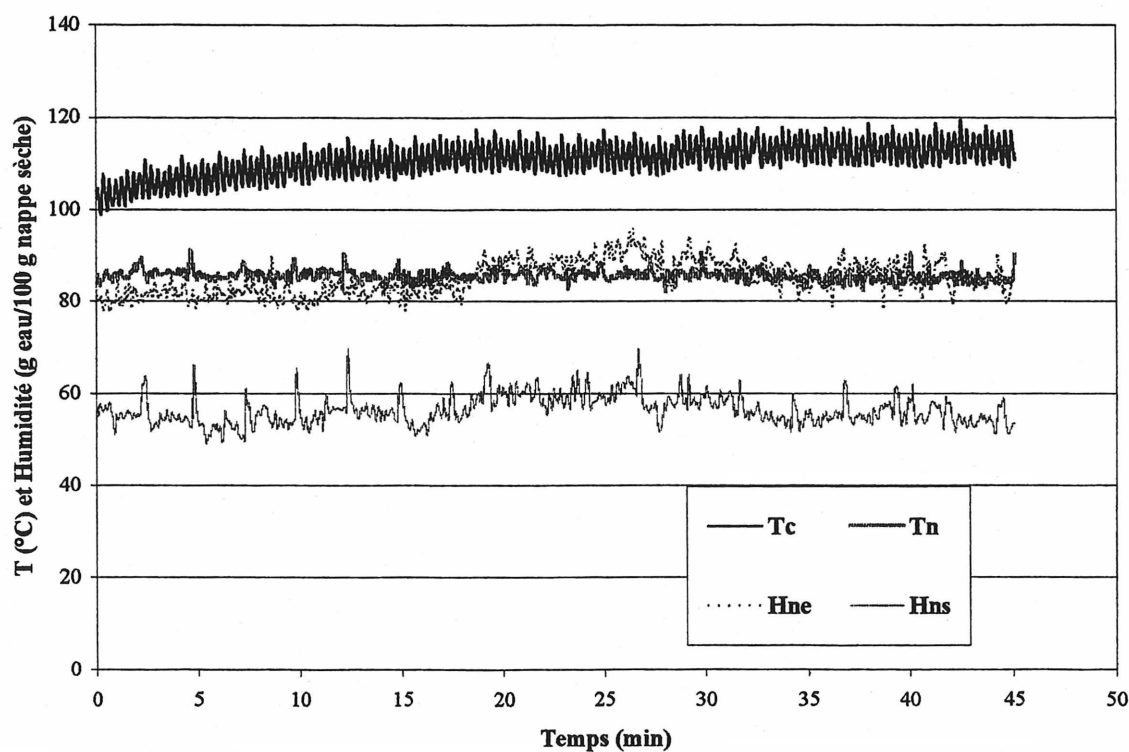


Figure 4.22.- Évolution des températures et de l'humidité durant l'essai # 2 avec  $P_{wn}$  de 60% à 70%,  $W_r=3.4$  rev/min et  $PBT=0\%$ .

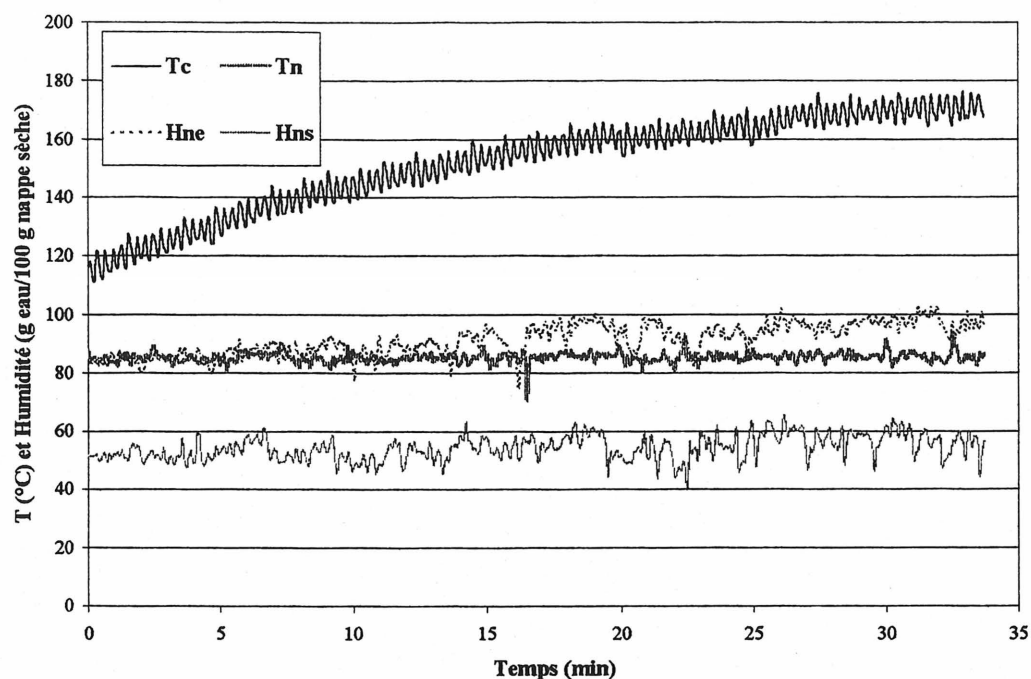


Figure 4.23.- Évolution des températures et de l'humidité durant l'essai # 3 avec  $P_{wn}$  de 70% à 90%,  $W_r=3.4 \text{ rev/min}$  et  $PBT=0\%$ .

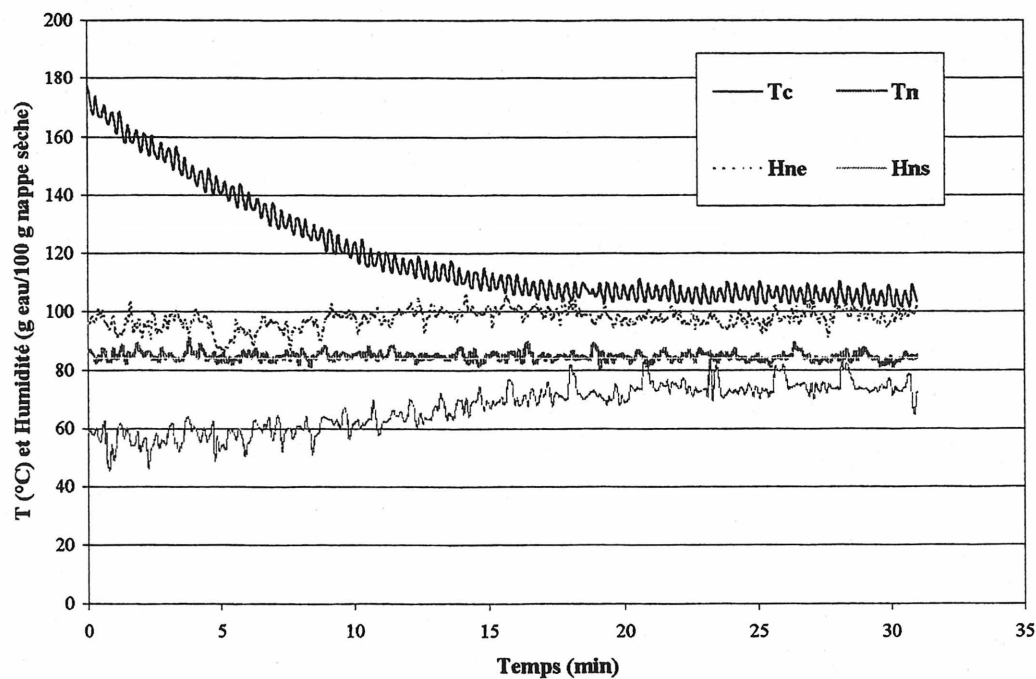


Figure 4.24.- Évolution des températures et de l'humidité durant l'essai # 4 avec  $P_{wn}$  de 90% à 60%,  $W_r=3.4 \text{ rev/min}$  et  $PBT=0\%$ .



La valeur des coefficients  $\beta$  et  $K_g$  est déterminée par la minimisation des écarts quadratiques entre les valeurs calculées à la sortie de la section de séchage à partir de l'intégration des équations du modèle dans cette section du cylindre et les mesures expérimentales disponibles. Les variables à considérer sont l'humidité et la température de la nappe ainsi que la température du cylindre à la sortie de la section de séchage.

Les Figures 4.25 et 4.26 montrent les valeurs obtenues pour les coefficients  $\beta$  et  $K_g$  en fonction de la température du cylindre à l'entrée de la zone de séchage, et, ce pour l'ensemble des essais. Une analyse de la variation des deux paramètres par rapport à la température du cylindre indique un comportement ou une tendance bien définie pour ces paramètres et qui résulterait, de façon cohérente, de l'évolution des conditions de température du cylindre ainsi que des caractéristiques de la dynamique du séchage.

Plus précisément, si on considère le coefficient de contact  $\beta$  pour la plage de température de 20°C à 90°C, il présente une valeur élevée qui serait indicative de l'existence d'un bon contact entre la nappe et le cylindre. Ensuite, avec des températures de 90°C à 120°C, on observe une diminution significative de ce paramètre, qu'on présume être la conséquence de l'évaporation de l'eau.

Sous ces conditions, une pellicule de vapeur sera générée entre la nappe et le cylindre qui réduirait la capacité de conduction de chaleur au niveau de l'interface entre le cylindre et la nappe.

Aux températures plus élevées, soit entre 120 °C et 180 °C, le paramètre  $\beta$  tend de façon asymptotique vers un plateau. Cela peut être interprété comme l'atteinte d'une nouvelle

condition limite pour la capacité de conduction d'énergie au niveau de l'interface et due à la stabilisation de la pellicule de vapeur à l'interface.

La variation du coefficient de transfert de masse  $K_g$ , présente en général une sensibilité moins importante que le paramètre  $\beta$ . Il faut cependant signaler une hausse subite et importante de ce coefficient ( $\approx 40\%$ ) à une température du cylindre proche de la température d'ébullition de l'eau (100 °C).

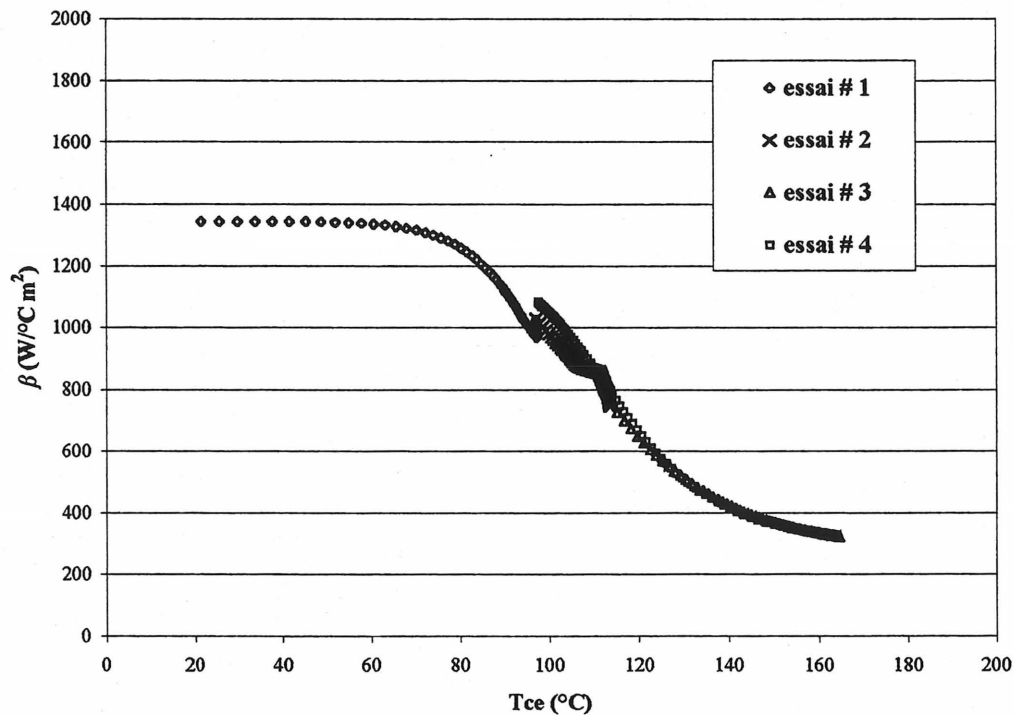


Figure 4.25.- Coefficient de contact  $\beta$  en fonction de la température du cylindre à l'entrée de la section de séchage pour l'ensemble des essais à diverses valeurs de  $P_{wn}$ .

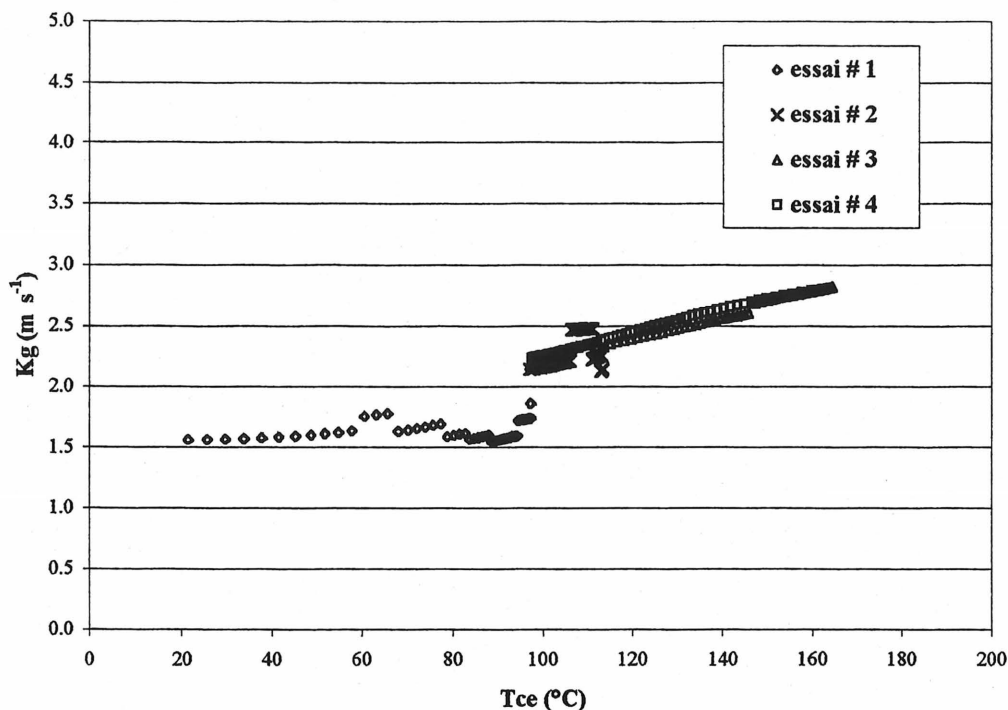


Figure 4.26.- Coefficient de transfert de masse  $K_g$  en fonction de la température du cylindre à l'entrée de la section de séchage pour l'ensemble des essais pour diverses valeurs de  $P_{wn}$ .

Cette hausse subite du coefficient de transfert massique observée à proximité de la température d'ébullition de l'eau peut être expliquée si on prend en considération les divers mécanismes d'évaporation de l'eau traités dans la section 3.4, ainsi que les conditions de température dans la nappe qui favoriseraient la présence d'un de ces mécanismes.

Dans la plage des températures pour le cylindre de 20 à 90 °C, qui coïncide avec une plage des températures de la nappe de 20°C à 70°C, le mécanisme d'évaporation de l'eau par capillarité serait prédominant (Lampinen et Ojala, 1993, Chen et Pei, 1989). La valeur pour le coefficient  $K_g$  déterminée à partir des expériences représenterait davantage la mesure de ce type de mécanisme de transfert plutôt que un mécanisme de transfert par convection.

Une fois atteinte la température de 85 °C dans la nappe, l'évaporation de l'eau se produit essentiellement par un mécanisme de convection de la vapeur vers l'air au-dessus de la nappe (Lampinen et Ojala ,1993, Chen et Pei, 1989). Ainsi, dans la plage de température pour le cylindre de 90 à 100 °C, se produit la transition d'un mécanisme de transfert de masse de type capillaire à un mécanisme de transfert de masse par convection, ce qu'explique la hausse observée pour le coefficient  $K_g$ .

Finalement, pour des températures de la surface du cylindre encore plus élevées, l'augmentation du coefficient  $K_g$  est constante mais moins marquée ( $\approx 20\%$  pour  $\Delta T_c \approx 60\text{ °C}$ ). Sous ces conditions de température il y aura un taux d'évaporation essentiellement constant, puisque la capacité de conduction à l'interface a déjà atteint une valeur limite, tel qu'observée à partir des résultats expérimentaux.

Ainsi, l'hypothèse de la formation d'une pellicule de vapeur, dont la magnitude est une fonction du taux d'évaporation et l'effet qu'elle aurait sur la dynamique de séchage de la nappe apparaissent cohérents avec les observations expérimentales obtenues au cours des quatre essais réalisés. Elle permet aussi d'expliquer les valeurs obtenues pour les coefficients de transfert.

La question qui se pose maintenant est de déterminer de quelle façon le changement dans les autres variables du procédé, que sont la vitesse de rotation du cylindre et la position du bras tendeur (surface de contact nappe-cylindre), affecte les paramètres du modèle. Elle est également à connaître jusqu'à quel point l'hypothèse reliée à la couche de vapeur à l'interface permet toujours d'expliquer la dynamique observée pour les variables du procédé et, le cas échéant, la cohérence des coefficients de transfert.

Avec l'objectif de déterminer et d'évaluer l'effet de certaines des variables du procédé sur la dynamique du processus de séchage, un deuxième ensemble d'expériences fut réalisé avec des perturbations sur la vitesse de rotation, considérant une plage de variation de 1.9 à 3.4 rev/min, mais avec une puissance de chauffage nominale fixe de 60% et une surface de contact nappe-cylindre maximale fixée durant tous les essais réalisés.

**Essai # 5 :** Mise en marche du système, avec la température du cylindre variant de 20°C à 100°C sous une vitesse de rotation de 3.4 rev/min.

**Essai # 6 :** Vitesse de rotation de 2.7 rev/min générant un profil cyclique régulier de températures du cylindre de 100 °C à 110 °C (moyenne de 105°C).

**Essai # 7 :** Vitesse de rotation de 1.9 rev/min générant un profil cyclique régulier de températures du cylindre de 100 °C à 110 °C (moyenne de 115°C)

**Essai # 8 :** Retour à une vitesse de rotation de 3.4 rev/min générant un profil cyclique régulier de températures du cylindre de 98 °C à 105 °C (moyenne de 103°C ).

La température maximale du cycle correspond à la température du cylindre à l'entrée de la section de séchage, alors que la température minimale correspond à la sortie de la section de séchage.

Les Figures 4.27 à 4.30 présentent les variables mesurées à la sortie de la zone de séchage pour les quatre essais réalisés. Dans ce deuxième ensemble d'essais, l'observation la plus importante est sûrement l'effet significatif de la vitesse de rotation, ou plus précisément du temps de contact entre la nappe et le cylindre, sur le degré de séchage de la nappe. La dynamique thermique observée pour la nappe indique qu'elle est relativement insensible aux changements effectués sur la vitesse de rotation.

Par contre, la température du cylindre présente une légère augmentation quand diminue la vitesse de rotation. De plus des changements sont observables dans la variation de l'amplitude et de la fréquence de cette température en réponse aux changements effectués dans la vitesse de rotation.

La diminution importante de l'humidité sous des conditions de vitesse de rotation réduite est à signaler. Elle s'explique normalement par le plus grand temps de contact résultant alors entre la nappe et le cylindre, qui offre une durée plus grande pour l'évaporation de l'eau.

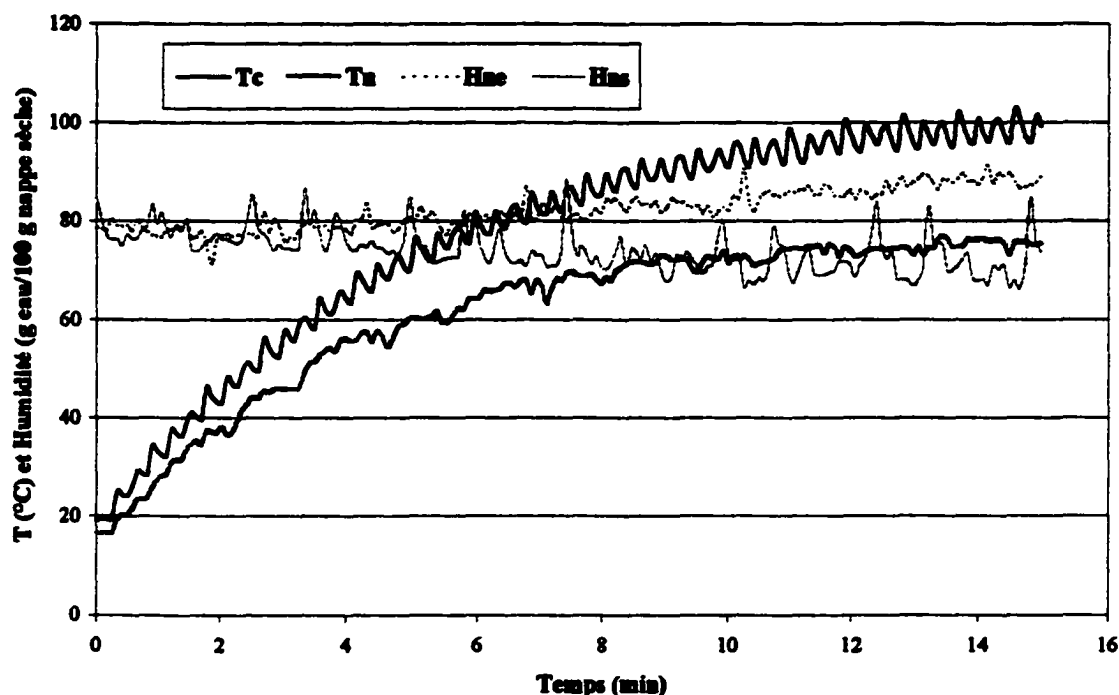


Figure 4.27.- Évolution des températures et de l'humidité durant l'essai # 5 avec  $P_{wn}=60\%$ ,  $W_r=3.4$  rev/min et  $PBT=0\%$ .

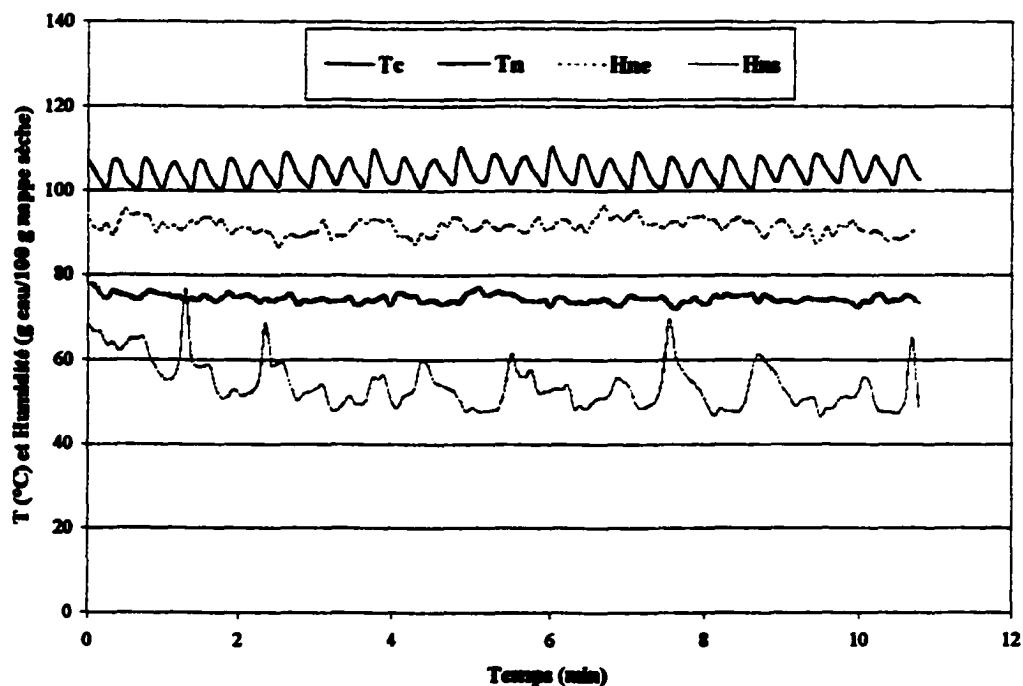


Figure 4.28.- Évolution des les températures et de l'humidité durant l'essai # 6 avec  $P_{wn}=60\%$ ,  $W_r=2.7$  rev/min et  $PBT=0\%$ .

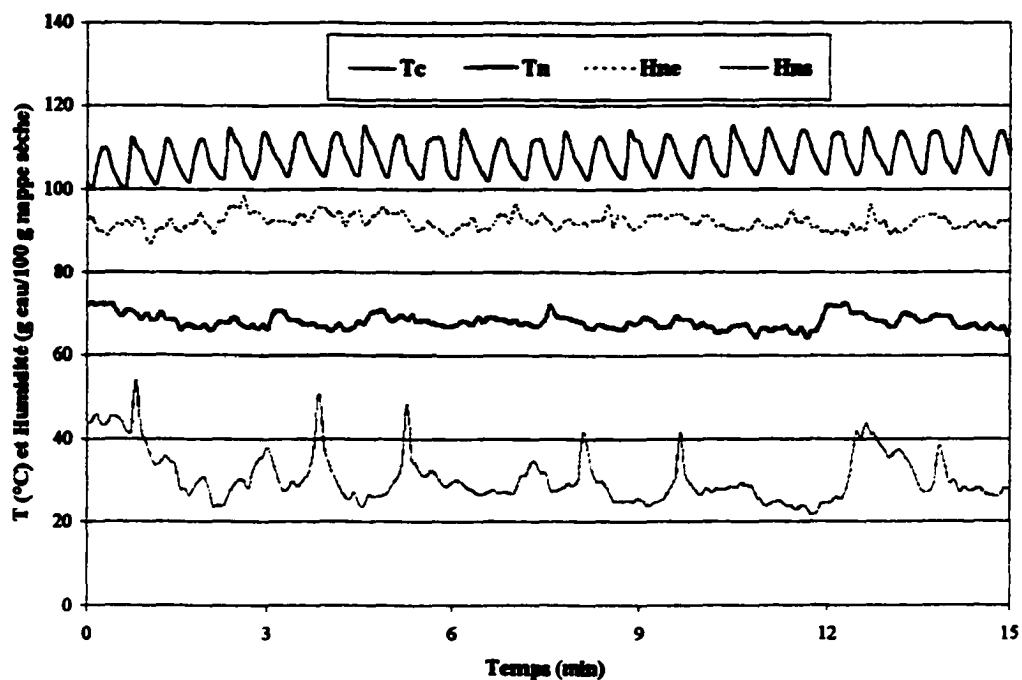


Figure 4.29.- Évolution des les températures et de l'humidité durant l'essai # 7 avec  $P_{wn}=60\%$ ,  $W_r=1.9$  rev/min et  $PBT=0\%$ .

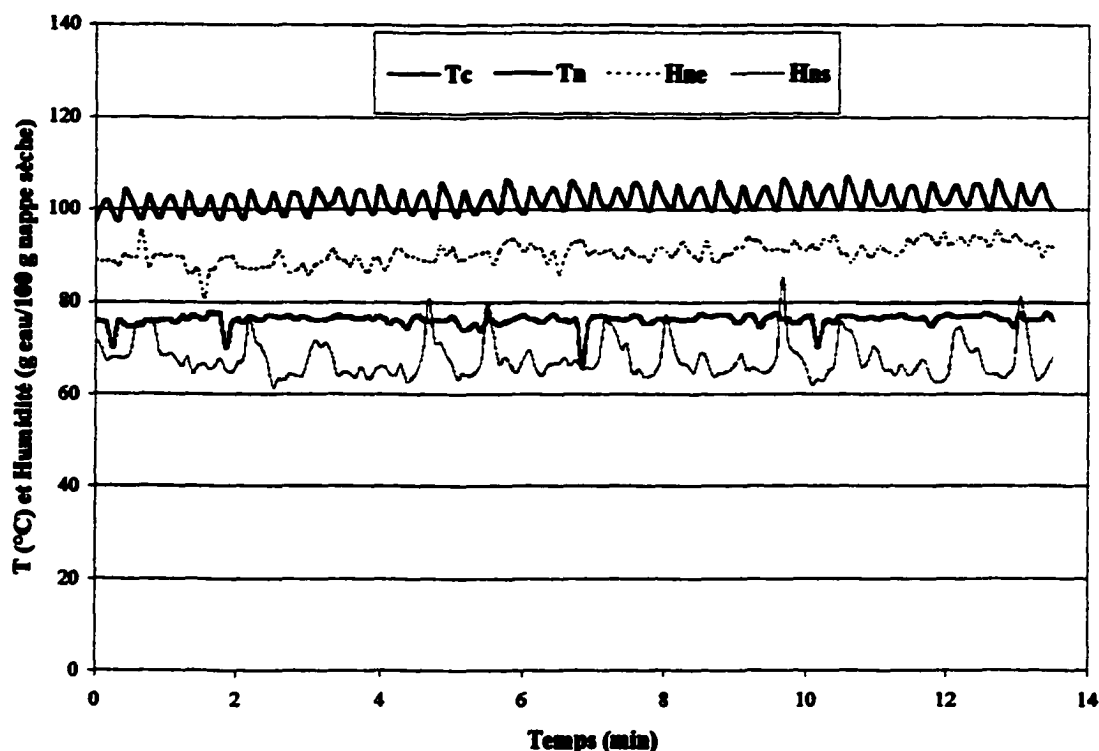


Figure 4.30.- Évolution des les températures et de l'humidité durant l'essai # 8 avec  $P_{wn}=60\%$ ,  $W_r=3.4$  rev/min et  $PBT=0\%$ .

La mesure expérimentale du taux d'évaporation n'est pas possible pendant la réalisation des essais, mais son calcul à différentes positions dans la section de séchage a pu être effectuée à partir du modèle et des données recueillies. Les résultats sont présentés aux Figures 4.31 et 4.32. Ils indiquent que le taux d'évaporation est du même ordre de grandeur pour les deux ensembles d'essais réalisés. Les figures 4.33 et 4.34 montrent les résultats obtenus par calcul pour les coefficients de transfert  $\beta$  et  $K_g$  en fonction de la température du cylindre à l'entrée de la zone de séchage. Les résultats sont également similaires sur le plan de la magnitude avec ceux des Figures 4.25 et 4.26 pour la plage de température  $T_\infty$  comparable. Par contre, la vitesse de rotation n'affecte pas la magnitude des coefficients.



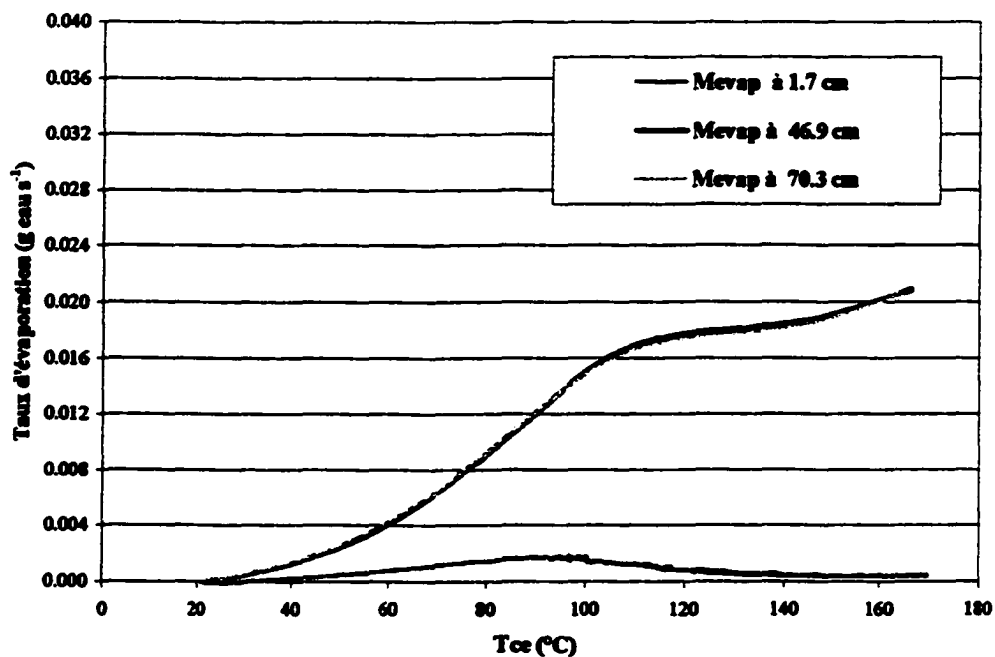


Figure 4.31.- Taux d'évaporation d'eau en fonction de la température du cylindre à l'entrée de la section de séchage à partir du modèle à différentes positions pour les essais #1, #2, #3 et #4.

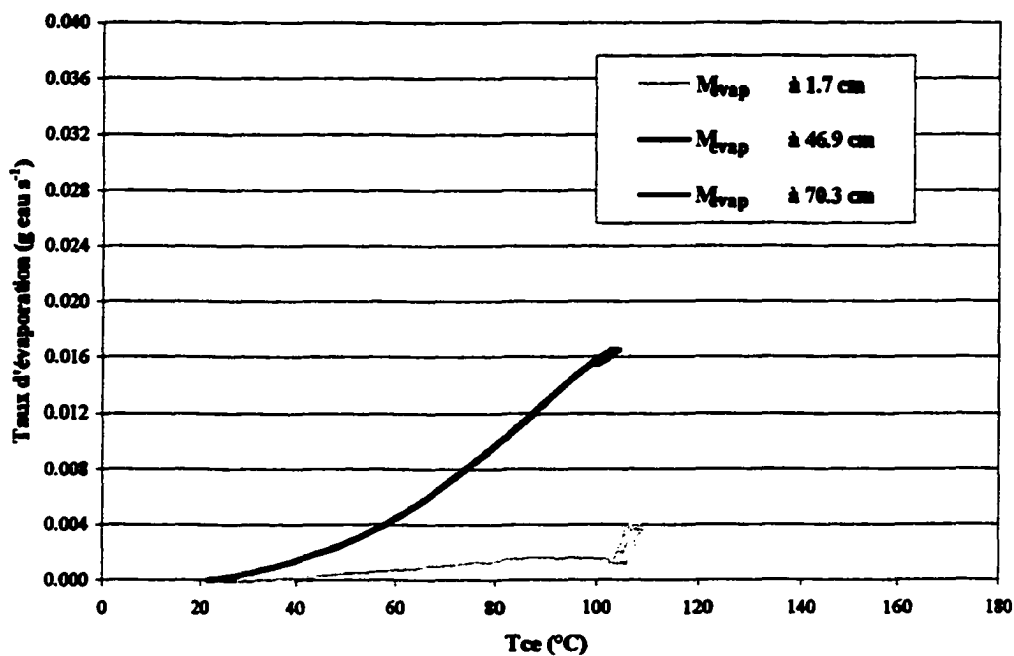


Figure 4.32.- Taux d'évaporation d'eau en fonction de la température du cylindre à l'entrée de la section de séchage à partir du modèle à différentes positions pour les #5, #6, #7 et #8.

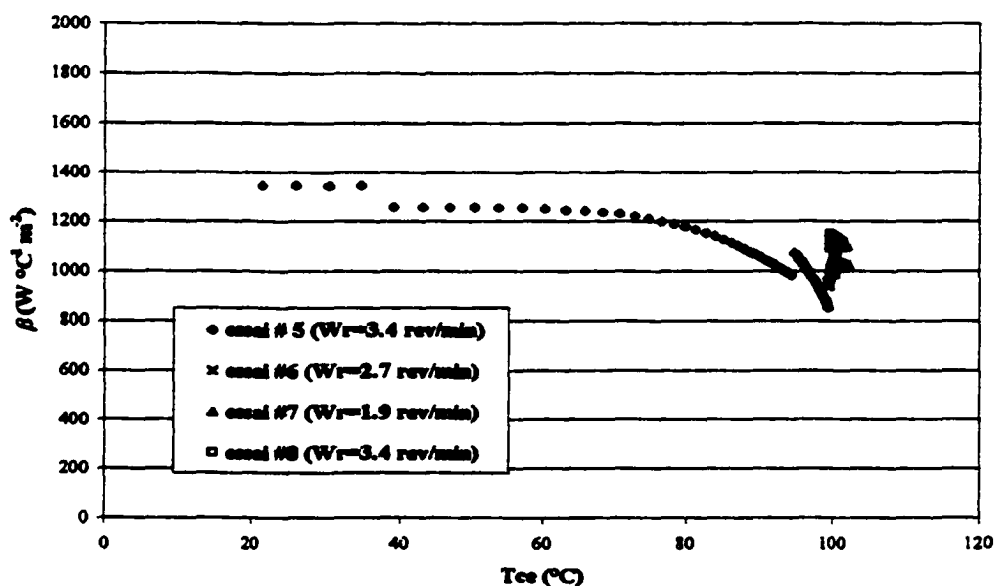


Figure 4.33.- Coefficient de contact  $\beta$  en fonction de la température du cylindre à l'entrée de la section de séchage pour différentes vitesses de rotation .

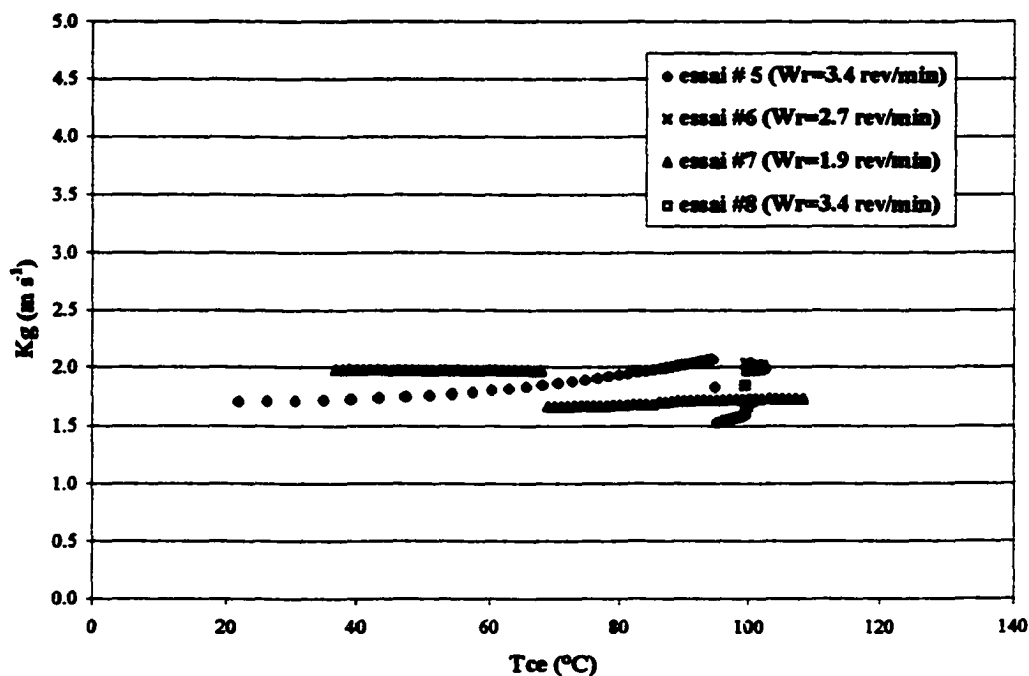


Figure 4.34.- Coefficient de transfert de masse  $K_g$  en fonction de la température du cylindre à l'entrée de la zone de séchage pour différentes vitesses de rotation.

Afin de compléter l'analyse des facteurs opérationnels sur le séchage, un troisième ensemble d'expériences a été planifié sur le banc d'essais. L'objectif était l'ajustement de la position du bras tendeur afin de varier la grandeur de la surface de contact entre la nappe et le cylindre. Dans cette partie du travail une vitesse de rotation de 3.4 rev/min et une puissance de chauffage nominale de 60% furent choisies avec les autres conditions suivantes :

**Essai # 9 :** Surface maximale de contact égale à  $1618.4 \text{ cm}^2$  (PBT=0%) ;

**Essai # 10 :** Surface de contact de  $1208 \text{ cm}^2$  (PBT=40%) ;

**Essai # 11 :** Surface de contact de  $799.3 \text{ cm}^2$  (PBT=80%) .

La surface de contact est déterminée sur la base d'une largeur de nappe de 23 cm et une longueur de nappe correspondant à la périphérie angulaire du cylindre déterminée par la position du bras tendeur (PBT). Les Figures 4.35 à 4.37 présentent les variables expérimentales mesurées durant chacun des ces essais.

La dynamique observée pour la température du cylindre, étant donné l'utilisation d'une puissance de chauffage et une vitesse de rotation constante, est celle résultant uniquement de la réduction de la surface disponible pour la conduction d'énergie du cylindre vers la nappe. Cela signifie qu'il se produira pour les essais # 10 et # 11 une accumulation d'énergie plus importante dans le cylindre, avec la magnitude relative des déperditions d'énergie par conduction par rapport aux déperditions par convection et radiation également plus grandes pour ces essais.

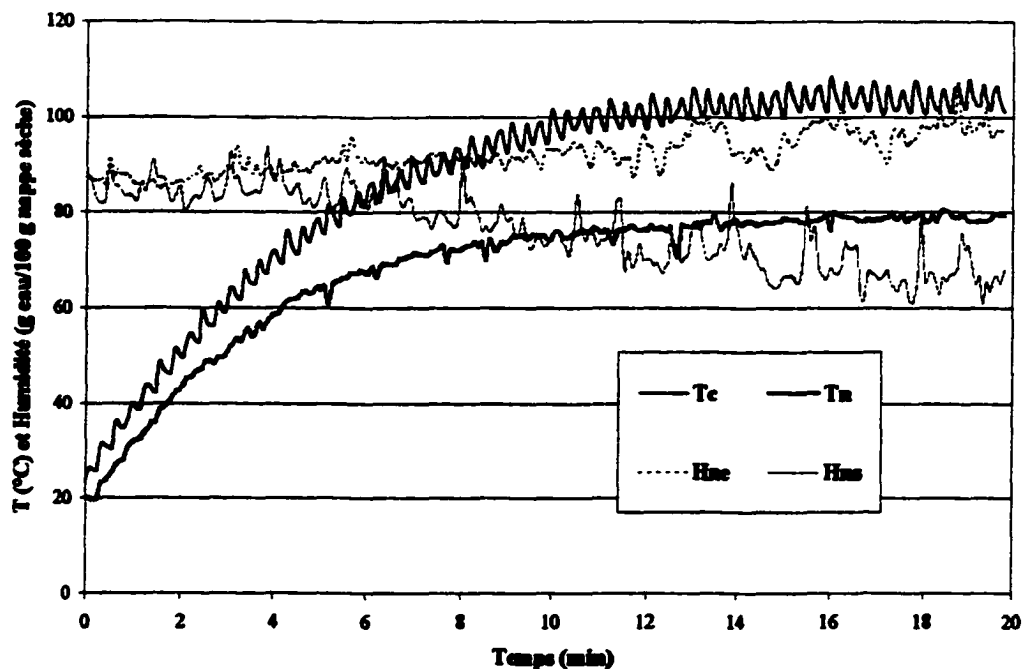


Figure 4.35.- Évolution des températures et de l'humidité durant l'essai # 9 avec  $P_{wn}=60\%$ ,  $W_r=3.4 \text{ rev/min}$  et  $PBT=0\%$  ( $1618 \text{ cm}^2$ ).

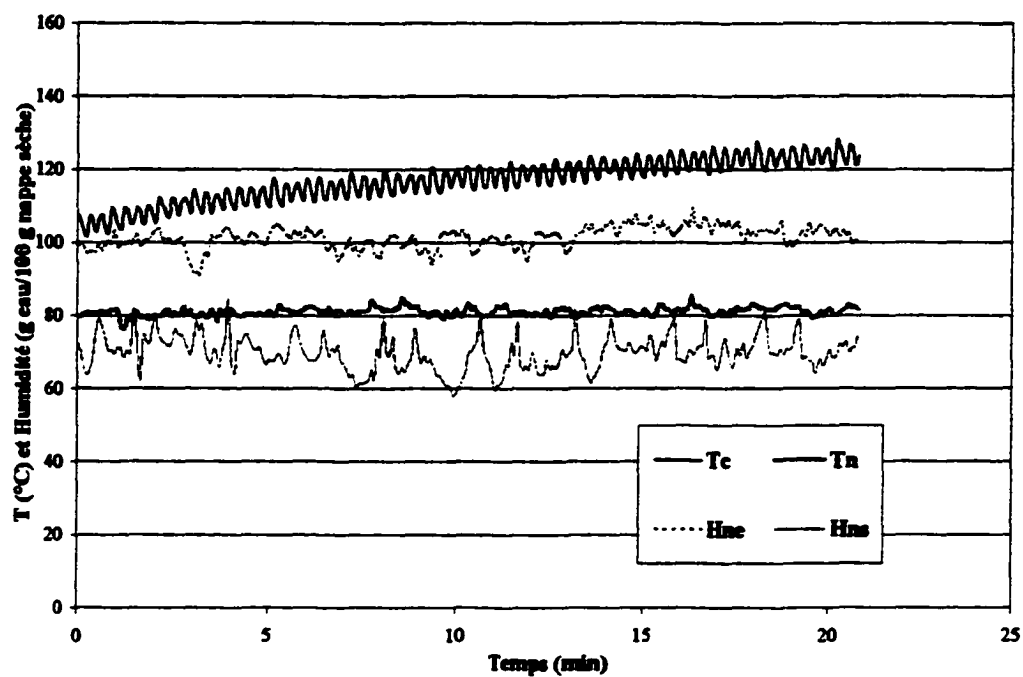


Figure 4.36.- Évolution des températures et de l'humidité durant l'essai # 10 avec  $P_{wn}=60\%$ ,  $W_r=3.4 \text{ rev/min}$  et  $PBT=40\%$  ( $1208 \text{ cm}^2$ ).

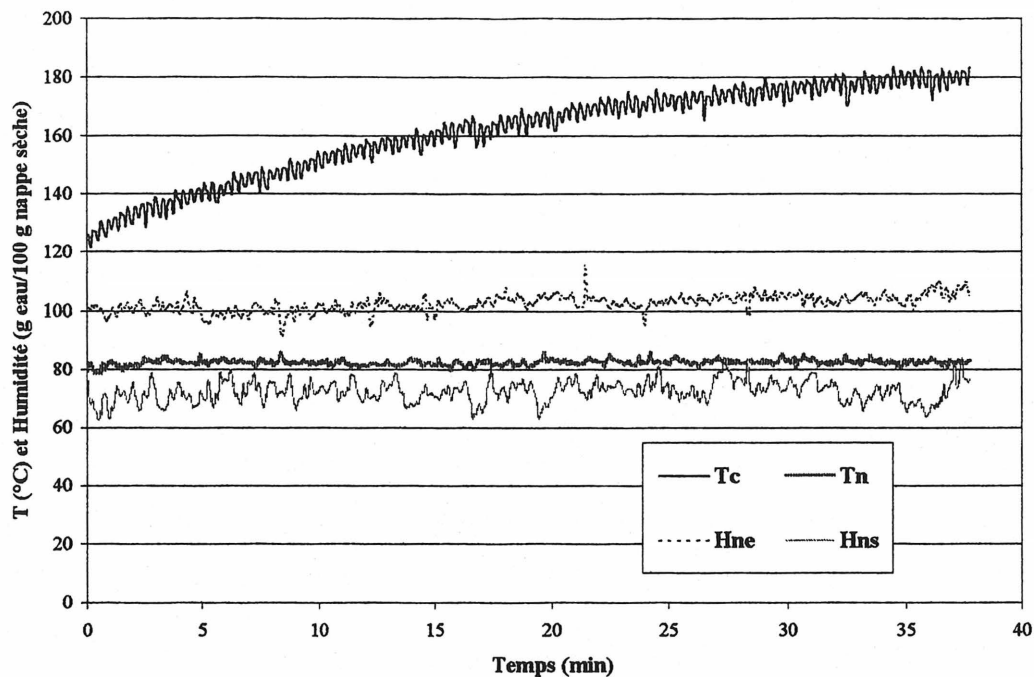


Figure 4.37.- Évolution des températures et de l'humidité durant l'essai # 11 avec  $P_{wn}=60\%$ ,  $W_r=3.4$  rev/min et  $PBT=80\%$  ( $799 \text{ cm}^2$ ).

La dynamique observée pour la température de la nappe est similaire à la dynamique observée aux essais précédents. Pour l'humidité de la nappe à la sortie, malgré l'augmentation de la température du cylindre des essais # 10 et # 11 par rapport à l'essai #9, la quantité d'eau évaporée reste essentiellement la même pour tous les essais réalisés ici.

Cette observation serait explicable par le fait que bien que plus d'énergie puisse être transférée par conduction à cause d'une température plus élevée du cylindre, la surface de contact est réduite pour les essais # 10 et #11.

D'autre part, pour l'estimation des coefficients de transfert il faut signaler que le changement de la position du bras tendeur altère simultanément la grandeur des sections de refroidissement #1 et de séchage. Cela exige de réajuster les pas d'intégration de ces deux

sections afin de maintenir constante les dimensions du volume de contrôle lors de l'intégration des équations du modèle. Les Figures 4.38 et 4.39 montrent les coefficients de transfert déterminés pour ce dernier ensemble d'expériences.

La Figure 4.38 montre que la variation générale du coefficient  $\beta$  est similaire à celle illustrée à la Figure 4.25 avec des magnitudes semblables. La figure 4.18 indique également que lorsque la température du cylindre augmente de 100 °C à 140 °C, le coefficient  $\beta$  diminue de façon significative. Ce résultat peut s'expliquer en référence à la formation d'une pellicule de vapeur à l'interface nappe-cylindre.

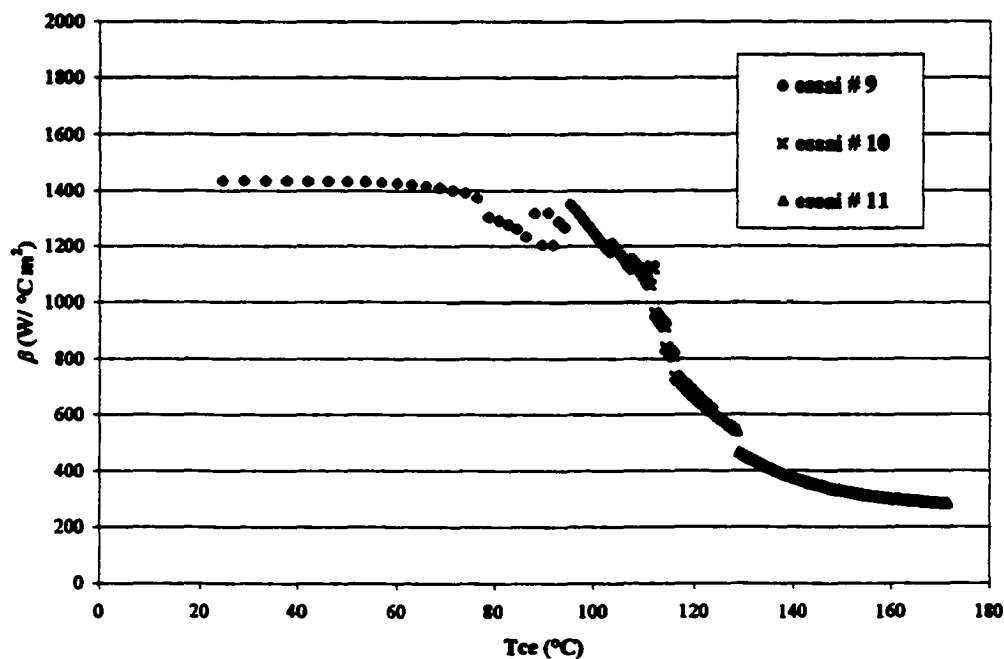


Figure 4.38.- Coefficient de contact  $\beta$  en fonction de la température du cylindre à l'entrée de la section de séchage pour l'ensemble des essais avec changements sur PBT.

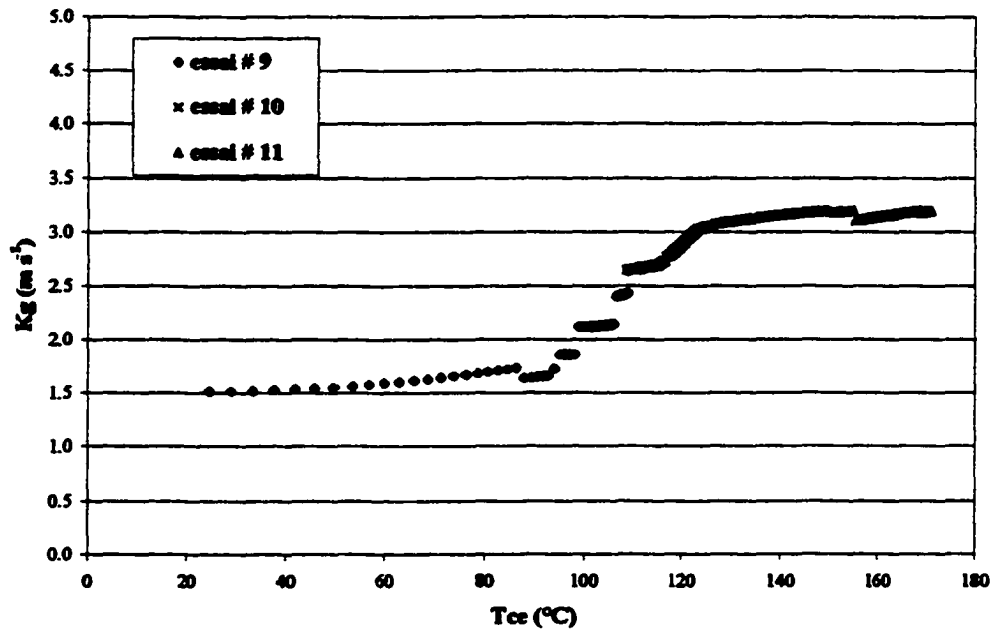


Figure 4.39.- Coefficient de transfert de masse  $K_g$  fonction de la température du cylindre à l'entrée de la section de séchage pour l'ensemble d'essais avec des changements sur PBT.

La variation du coefficient de transfert de masse  $K_g$  illustrée à la Figure 4.39 est très similaire à celle de la Figure 4.26 avec des magnitudes semblables. Par contre, l'augmentation marquée de ce coefficient est toujours explicable pour la transition d'un mécanisme capillaire à un mécanisme convectif dans la plage de température du cylindre de  $90^{\circ}\text{C}$  à  $120^{\circ}\text{C}$ .

#### 4.5.2 Discussion des résultats obtenus pour les coefficients de transfert

Les valeurs obtenues pour les coefficients de transfert de contact  $\beta$  et de transfert massique  $K_g$ , exprimées en fonction de la température du cylindre à l'entrée de la section de séchage présentent des comportements similaires, indépendamment des conditions d'opération utilisées pour le séchoir. En effet, cela confirme que c'est le phénomène d'évaporation qui

détermine la magnitude et variabilité des coefficients de transfert, indépendamment des conditions d'opération du séchoir.

Une révision de la littérature courante en relation à la magnitude et la variabilité des coefficients de contact à l'interface nappe-cylindre et de transfert de masse, permet de faire certaines observations en relation aux valeurs déterminées dans les essais réalisés avec le banc d'essai.

Le coefficient de contact est un paramètre bien connu et étudié dans le séchage du papier. Ainsi, le travail de Lee et Hinds (1982) présente une relation inversement proportionnelle entre le coefficient de contact et l'humidité du solide. Des valeurs de l'ordre de  $200 \text{ à } 500 \text{ W } ^\circ\text{C}^{-1} \text{ m}^{-2}$  sont rapportées pour une humidité de 50 à 100 [g eau (100 g fibre sec)<sup>-1</sup>], mais aucune spécification du matériel utilisé est donnée.

Le travail de Lemaitre et al. (1977) fut réalisé sur un montage pilote pour le séchage du papier sur des cylindres chauffants. Le solide consistait de pâte Kraft d'une densité de  $92 \text{ g m}^{-2}$ . La valeur déterminée pour le coefficient de contact était de  $300 \text{ à } 2300 \text{ W } ^\circ\text{C}^{-1} \text{ m}^{-2}$ . La résistance au transfert de chaleur entre le cylindre et la nappe diminuait quand l'humidité était élevée, c'est-à-dire quand le contact était plus intime.

Plus récemment, Wilhenson et al. (1996) rapportent des valeurs expérimentales pour différents types de papier (papiers fins, carton, papier à journal), avec un coefficient de contact variant de  $300 \text{ à } 1400 \text{ W } ^\circ\text{C}^{-1} \text{ m}^{-2}$ . Dans un autre travail par Wilhenson et al. (1993), une relation est posée entre le coefficient de contact et la température de la nappe ainsi qu'avec la tension appliquée sur la nappe.



En général, il y a une concordance entre une valeur élevée pour le coefficient de contact  $\beta$  et un bon contact entre la surface du cylindre et la nappe, et cela est une observation commune rapportée dans toutes ces publications. Il y a aussi une concordance entre la diminution du coefficient de contact et la diminution en humidité de la nappe.

Malgré la différence des caractéristiques physiques entre le coton utilisé lors des essais réalisés ici par rapport au papier, les résultats obtenus pour le coefficient de contact à partir des expériences sur le banc d'essai présentent un ordre de grandeur similaire à celles rencontrées dans la littérature (de 300 à 1400 W °C<sup>-1</sup> m<sup>-2</sup>). De même, la variabilité rapportée de ce coefficient en fonction du niveau de l'humidité ou la qualité du contact entre la surface du cylindre et la nappe était du même ordre de grandeur que celle observée lors de nos essais, bien que, dans notre cas le coefficient ait été exprimé plutôt en fonction de la température du cylindre à l'entrée de la section de séchage (Tce).

Par rapport au coefficient de transfert de masse  $K_g$ , la disponibilité d'information concernant la magnitude et la variabilité de ce coefficient provenant de travaux expérimentaux portant sur le séchage de nappes de fibres est plutôt rare. En général, le calcul du coefficient de transfert de masse  $K_g$  dans le modèle de séchage est fait à partir de l'analogie entre les phénomènes de transfert massiques et d'énergie de caractère convectif qui se produisent entre la nappe et l'air ambiant.

Récemment, Cui et al., (1999) rapportèrent pour le séchage d'une nappe de papier avec un flux transversal d'air chaud, des valeurs de 1.2 à 4.8 m s<sup>-1</sup> pour ce coefficient. Ce dernier étant déterminé à partir des données expérimentales disponibles dans la littérature et au moyen de l'analogie de Chilton-Colburn, donnée par :

$$\frac{h_{s,e}}{K_g} = \rho_m C_{p_m} Le^{2/3} \quad (4-14)$$

où :

$\rho_m$  : densité du mélange air et vapeur d'eau ( $\text{kg m}^{-3}$ );

$C_{p_m}$  : capacité calorifique spécifique du mélange air et vapeur d'eau ( $\text{W s kg}^{-1} \text{ } ^\circ\text{C}^{-1}$ );

$Le$  : nombre adimensionnel de Lewis, calculé par la relation suivante :

$$Le = \frac{\alpha}{D_{AB}} \quad (4-15)$$

où :

$\alpha$  : diffusivité thermique ( $\text{m}^2 \text{ s}^{-1}$ );

$D_{AB}$  : diffusivité moléculaire, ( $\text{m}^2 \text{ s}^{-1}$ ).

Les résultats obtenus pour le coefficient de transfert de masse  $K_g$  avec le banc d'essai, pour l'ensemble des essais réalisés, avec des valeurs de 1.5 à 2.8  $\text{m s}^{-1}$ , pour une plage de température du cylindre de 20 à 180  $^\circ\text{C}$ , sont proches des valeurs rapportées par Cui et al., (1999).

Finalement, afin de relier la magnitude moyenne des coefficients de contact  $\beta$  et de transfert de masse  $K_g$ , aux données obtenues de l'ensemble des essais réalisés, ces deux coefficients ont été exprimés en fonction de la température du cylindre à l'entrée de la section du séchage par une relation de type Lorentzien. Les équations suivantes ont été retenues pour les représenter :

$$\beta = 263.42 + \frac{1117.59}{\left[1 + \left(\frac{Tce}{112.45}\right)^{7.90}\right]} \quad (4-16)$$

$$K_g = 1.62 + \frac{1.30}{\left[1 + \left(\frac{Tce}{110.20}\right)^{-10.57}\right]} \quad (4-17)$$

Les constantes dans les équations ont été déterminées par minimisation des écarts quadratiques entre les valeurs calculées par une moyenne mobile (N=10), et les valeurs obtenues par les relations (4-16) et (4-17) respectivement.

Les Figures 4.40 et 4.41 illustrent les valeurs des coefficients de contact  $\beta$  et de transfert de masse  $K_g$  observées pour l'ensemble des expériences réalisées, la valeur moyenne mobile, ainsi que leurs estimations au moyen des équations (4-15) et (4-16), respectivement.

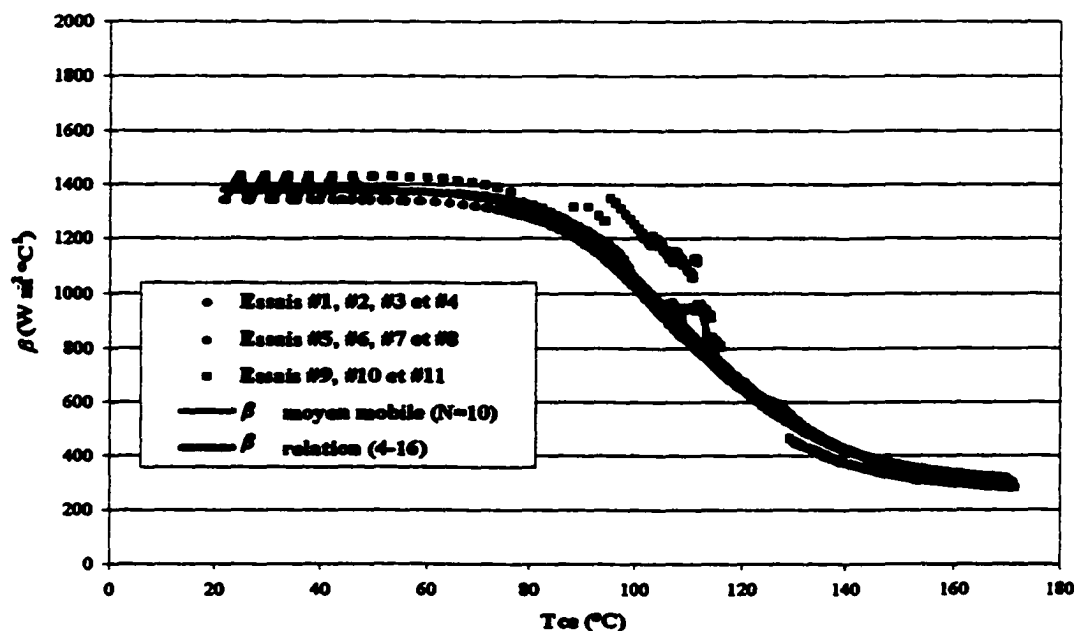


Figure 4.40.- Coefficient de contact  $\beta$  en fonction de la température du cylindre à l'entrée de la section de séchage pour le séchage d'une nappe en coton.

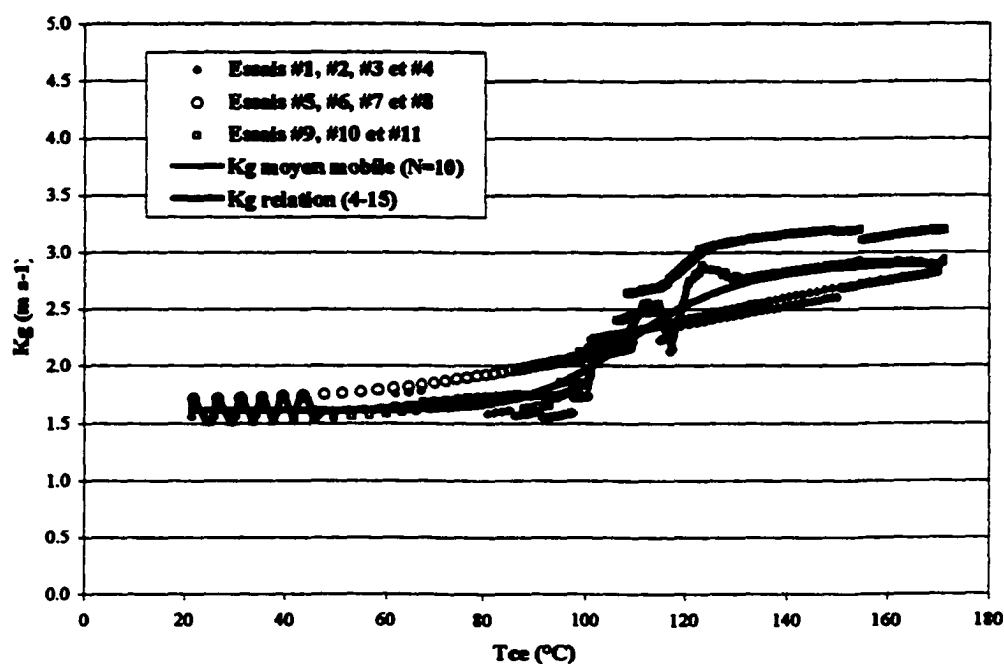


Figure 4.41.- Coefficient de transfert de masse  $K_g$  en fonction de la température du cylindre à l'entrée de la section de séchage pour le séchage d'une nappe en coton.

## **VALIDATION DU MODÈLE DU SÉCHOIR À INDUCTION**

À cette étape du travail, le développement du modèle mathématique caractérisant le séchoir chauffé par induction ayant été complété, il est question de procéder à la validation du modèle. À ce point, l'effort sera dirigé vers la saisie de données sur le banc d'essai en réponse à la réalisation d'expériences sous des conditions différentes de celles ayant servi à la calibration du modèle. Un premier ensemble d'essais a été planifié avec le cylindre à vide, afin de valider la dynamique thermique du cylindre.

Un deuxième ensemble d'essais avec séchage a été considéré aux fins de validation du modèle posé pour le séchoir. Finalement, le cas échéant, selon l'importance des déviations des calculs du modèle par rapport aux données expérimentales, les ajustements appropriés seront effectués sur le modèle initial proposé.

### **5.1 Critères à utiliser pour la validation du modèle**

Lors de la validation d'un modèle mathématique en faisant une comparaison entre les valeur calculées par le modèle et les données expérimentales, on doit prendre en considération deux éléments. Le premier est de préciser la capacité prévisionnelle du modèle durant l'opération du procédé en régime transitoire et/ou en régime stationnaire. Dans certains cas, ces deux régimes d'opération sont à considérer.

Cette étape de la validation correspond à l'analyse du modèle d'un point de vue quantitatif, puisque les déviations du modèle par rapport aux données obtenues du procédé doivent être exprimées en terme relatif ou absolu.

Le deuxième élément à considérer lors de la phase de validation du modèle a plutôt un caractère qualitatif. Il réside dans la capacité de la trajectoire de la réponse du modèle à suivre la trajectoire des données provenant du procédé face à des perturbations. Ici, on réalise une analyse de cause-à-effet entre la perturbation réalisée et le sens ou la tendance temporelle suivi par chacune des variables du procédé en réponse à cette perturbation.

## 5.2 Validation du modèle du cylindre à vide

On a établi ici les conditions d'opération représentatives des conditions de fonctionnement normal du séchoir à utiliser pour les fins de validation du modèle du cylindre à vide. On utilisera premièrement une condition d'opération proche de ce que serait une opération normale de séchage, soit avec la présence d'un gradient significatif de température à la périphérie du cylindre. Cela peut être obtenue de l'utilisation d'une puissance de chauffage importante et d'une faible vitesse de rotation, ce qui à la fois permet également un temps de contact suffisant entre la nappe et la surface chaude du cylindre. Finalement, la validation du modèle considérera autant le régime transitoire que le régime stationnaire du procédé.

Les expériences planifiées pour la validation transitoire du modèle sous les conditions mentionnées ci-dessus, comprennent deux essais avec une puissance nominale  $P_{wn}$  de 10% et 90% respectivement, et une vitesse de rotation de 0.20 rev/min. Les Figures 5.1 et 5.2

présentent le profil expérimental pour la température du cylindre au cours du temps, ainsi que celui obtenu par calcul à partir du modèle.

Ces premiers résultats montrent une bonne caractérisation de la dynamique thermique du cylindre à vide par le modèle. En effet, l'erreur relative moyenne est inférieure à 2% dans une plage de température du cylindre de 20 °C à 300 °C.

Du point de vue qualitatif, il faut remarquer que le modèle est capable de suivre la réponse du procédé, plus spécifiquement la température du cylindre le long de sa périphérie, respectant le sens de la réponse ainsi que l'amplitude de cette réponse face à la magnitude de la puissance nominale  $P_{wn}$  utilisée.

Afin de compléter la validation transitoire du modèle du cylindre à vide, une perturbation sur la condition d'opération durant la réalisation de l'essai a été considérée. Dans un premier essai, on a appliqué un échelon sur la puissance de chauffage durant le déroulement de l'expérience en maintenant constante la vitesse de rotation. Plus spécifiquement, à une vitesse de rotation de 0.20 rev/min, la puissance nominale  $P_{wn}$  fut augmentée de 40% à 60 %.

Un deuxième essai considère l'application de changements autant sur la vitesse de rotation que sur la puissance nominale  $P_{wn}$  durant l'essai. Dans ce cas-ci, on effectue des changements

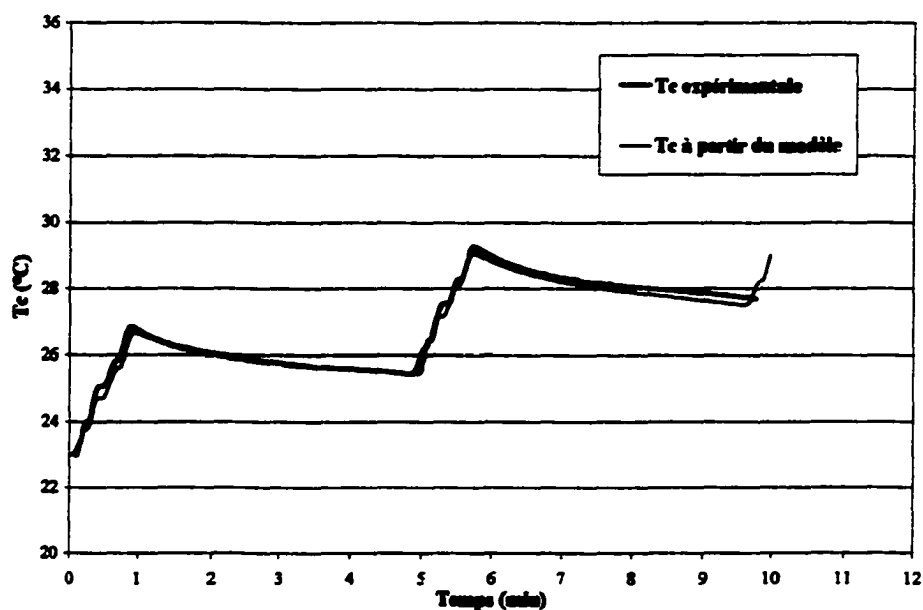


Figure 5.1.- Profils de la température du cylindre expérimental et calculé à partir du modèle avec  $W_r=0.20$  rev/min et  $P_{wn}$  de 10%.

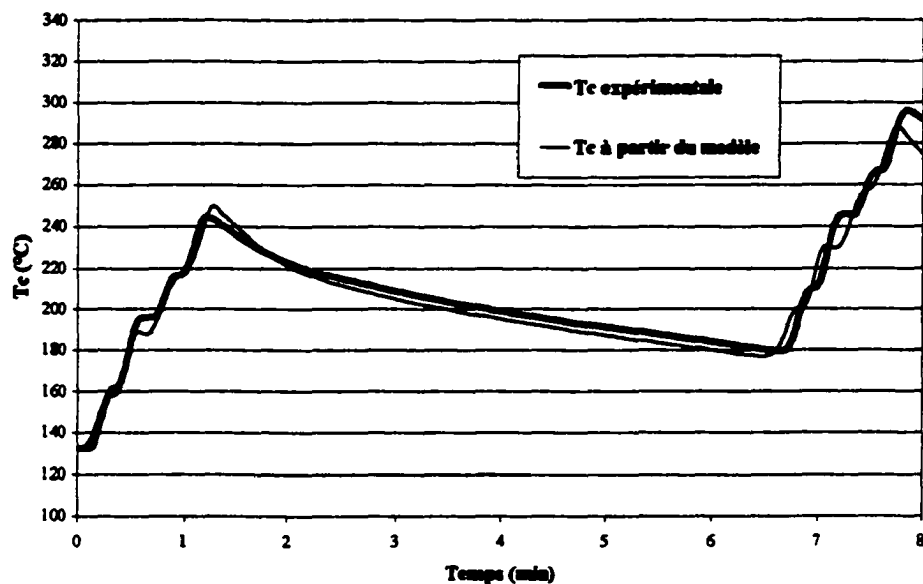


Figure 5.2.- Profils de la température du cylindre expérimental et calculé à partir du modèle avec  $W_r=0.20$  rev/min et  $P_{wn}$  de 90%.



sur la vitesse de rotation dans une plage variant de 1.2 rev/min à 4.3 rev/min, tandis que les puissances nominales utilisées furent de 20% et de 40%. Les Figures 5.3 et 5.4 montrent les résultats expérimentaux et ceux obtenus à partir du modèle. On note encore la bonne caractérisation de la dynamique thermique du cylindre par le modèle dans les deux expériences précédentes. De nouveau l'erreur relative moyenne est inférieure à 2%, et la réponse du modèle suit la dynamique observée du procédé.

Afin de performer une validation plus complète du modèle, deux derniers essais furent réalisés avec une réponse tendant davantage vers des conditions stationnaires pour la température du cylindre. Une condition de chauffage à une puissance nominale de 20% et 50% et une vitesse de rotation de 12 rev/min furent considérées. La figure 5.5 présente les résultats expérimentaux et ceux obtenus à partir du modèle dans les deux expériences.

Les résultats sous des conditions approchant le régime ( $t \approx 35$  min) indiquent encore une bonne précision du modèle par rapport aux mesures expérimentales réalisées. Une erreur relative moyenne inférieure de 2% est encore conservée sous ces conditions.

Afin de réaliser les calculs pour la température du cylindre au moyen du modèle mathématique, un programme de calcul fut développé. L'exécution du programme sur un ordinateur personnel avec un processeur de 450 MHz, prend environ 1 minute de calcul en temps réel pour 60 minutes de simulation du procédé. Cela ouvre la possibilité d'utiliser éventuellement le modèle développé dans un algorithme de commande du procédé en temps réel.

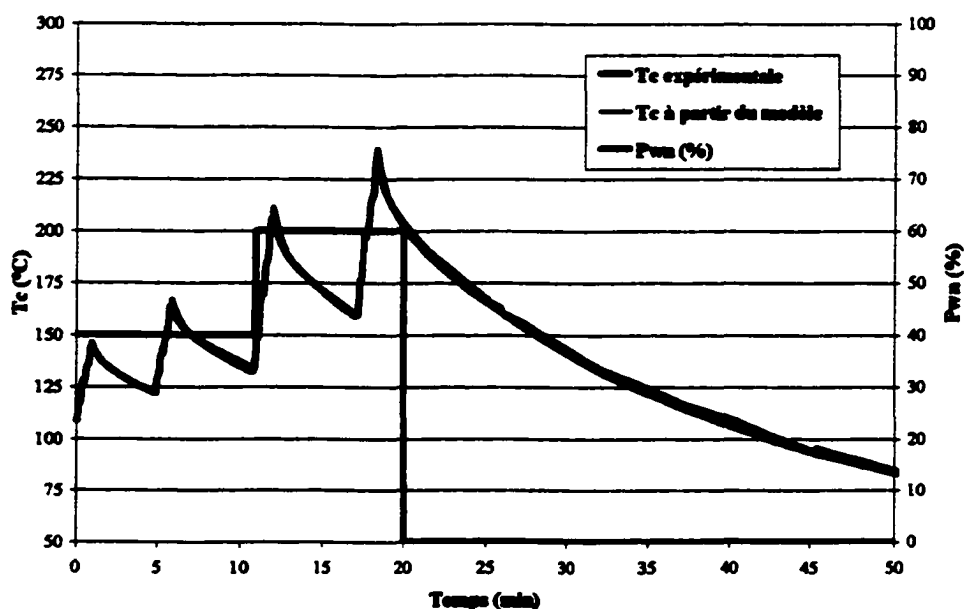


Figure 5.3.- Profils de la température du cylindre expérimental et calculé à partir du modèle avec  $W_r=0.20$  rev/min et des changements sur  $P_{wn}$ .

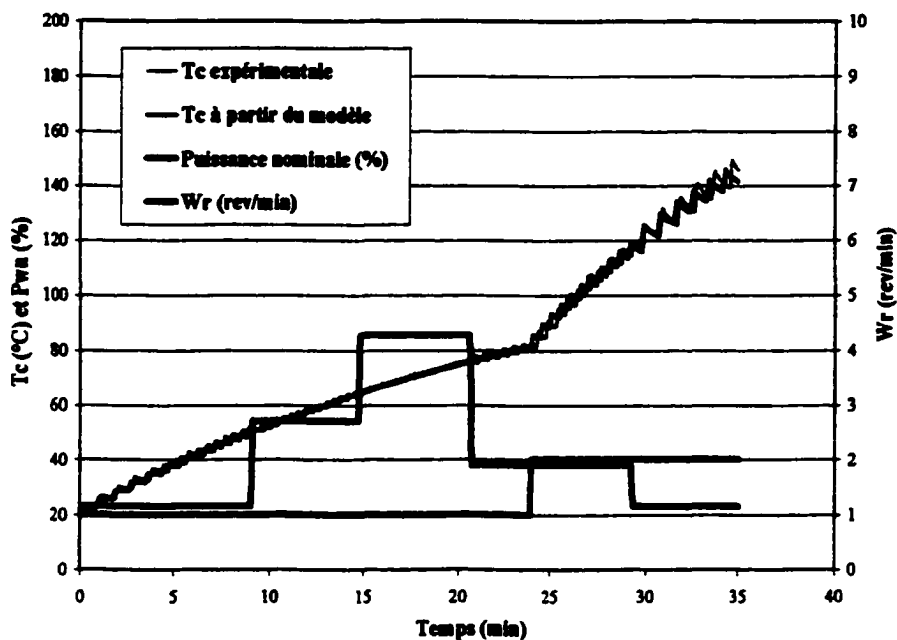


Figure 5.4.- Profils de la température du cylindre expérimental et calculé à partir du modèle avec des changements sur  $W_r$  et  $P_{wn}$ .

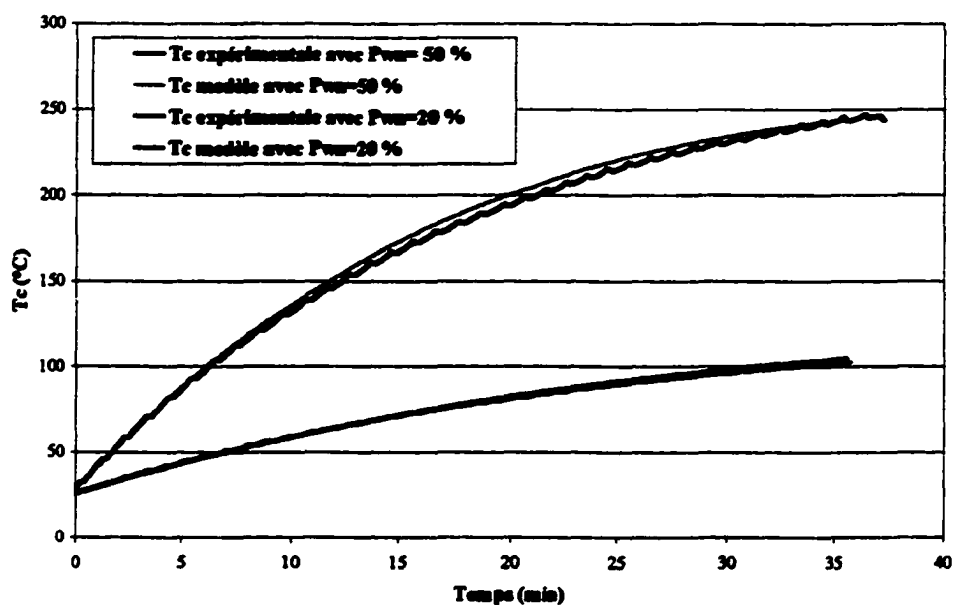


Figure 5.5.- Profils de la température du cylindre expérimental et calculé à partir du modèle avec  $W_r=12$  rev/min et  $P_{wr}=30\%$  et  $50\%$ .

### 5.3 Validation du modèle du séchoir à induction

Un ensemble d'essais incluant des changements sur les variables du procédé que sont la puissance nominale de chauffage, la vitesse de rotation du cylindre, l'humidité de la nappe d'entrée et la surface de contact entre la nappe et la surface du cylindre a été réalisé sur le banc d'essai. L'objectif était d'établir la validité du modèle pour le séchoir à induction par rapport à sa capacité à bien calculer l'humidité et la température de la nappe à la sortie de la section de séchage, et de la température du cylindre tout le long de sa périphérie. Ces essais ont permis également de déterminer les conditions d'opérations du séchoir sous lesquelles les calculs du modèle sont les plus éloignés des valeurs expérimentales.

### 5.2.1 Essais avec des perturbations sur la puissance de chauffage

Dans un premier essai, on utilise une vitesse de rotation de 3.4 rev/min et une surface de contact maximale entre le cylindre et la nappe déterminée par une position du bras tendeur fixée à une valeur nominale de 0% (PBT). Durant le déroulement de l'essai on utilise une puissance nominale qui varie dans une plage de 60% à 90%.

Les Figures 5.6 à 5.8 présentent les profils expérimentaux des mesures effectuées durant les essais pour la température du cylindre, l'humidité et la température pour la nappe à la sortie de la section de séchage, ainsi que les puissances nominales utilisées.

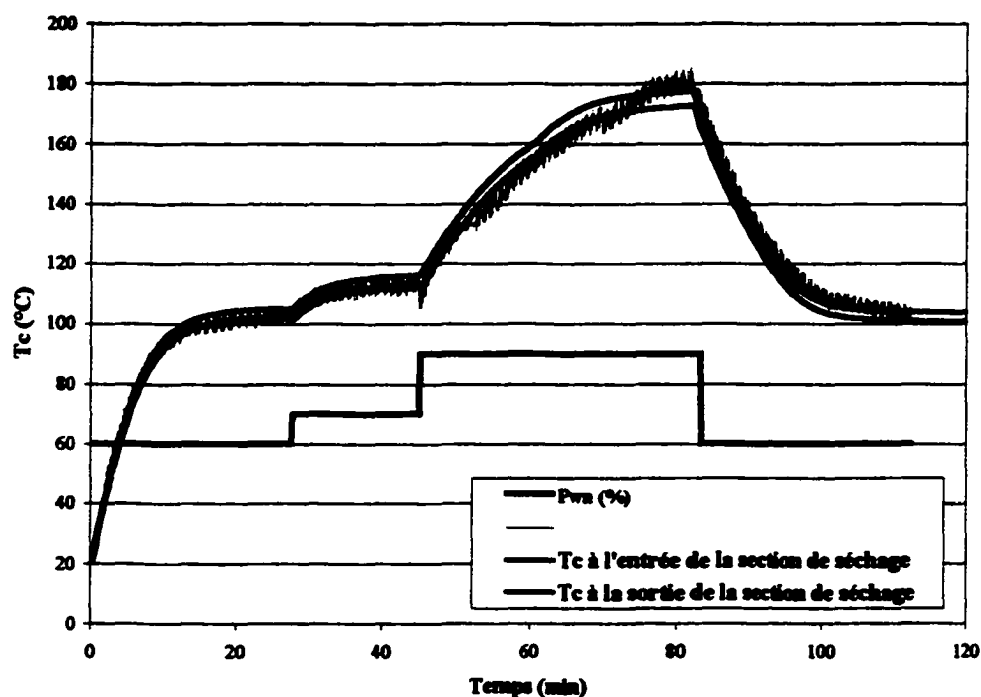


Figure 5.6.- Températures du cylindre expérimentale et calculées à partir du modèle à l'entrée et à la sortie de la section de séchage avec  $W_r=3.4$  rev/min et des changements sur  $P_{wn}$ .

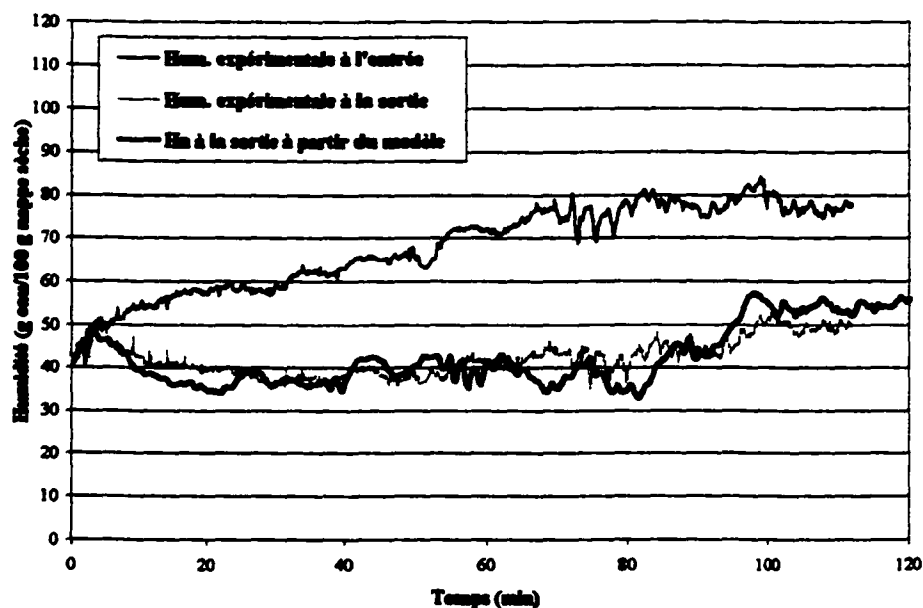


Figure 5.7.- Humidités de la nappe expérimentale et calculée à partir du modèle à la sortie de la section de séchage avec  $Wr=3.4$  rev/min et des changements sur  $P_{wn}$ .

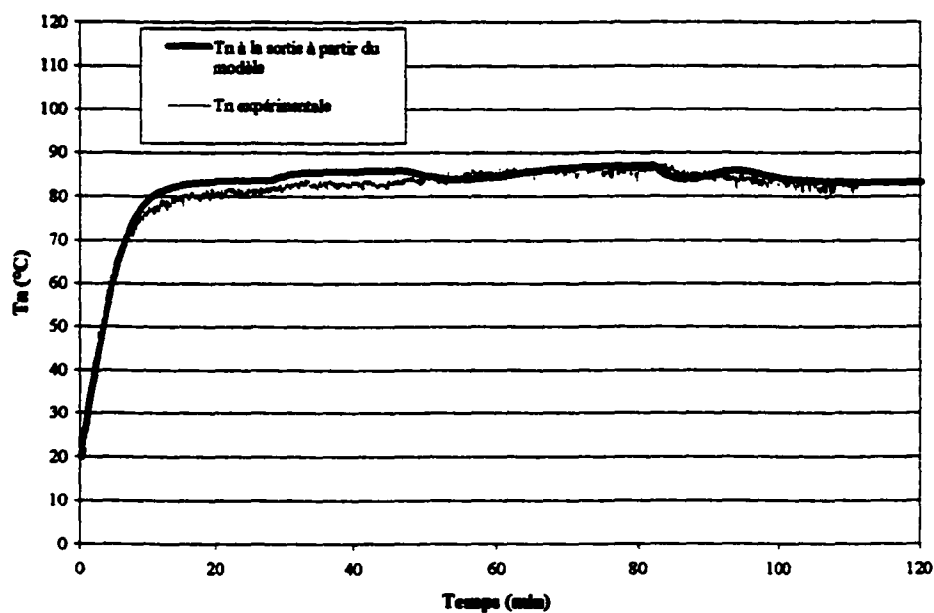


Figure 5.8.- Températures de la nappe expérimentale et calculée à partir du modèle à la sortie de la section de séchage avec  $Wr=3.4$  rev/min et des changements sur  $P_{wn}$ .

### ***Analyse des résultats***

#### ***a) Température du cylindre.***

La réponse dynamique expérimentale suivie par la température du cylindre présente un comportement oscillatoire produit par les processus de chauffage du cylindre dans la section d'induction et de refroidissement comme conséquence des déperditions d'énergie par convection, radiation et principalement par conduction dans la section de séchage. L'amplitude des oscillations est proportionnelle à la puissance de chauffage utilisée.

Les résultats obtenus par calcul à partir du modèle pour la température du cylindre à l'entrée et sortie de la section de séchage sont présentés à la Figure 5.6. Ils indiquent que les calculs du modèle suivent bien la dynamique expérimentale observée lors des changements effectués sur la puissance nominale.

On observe que les plus grandes déviations entre les calculs du modèle et les mesures expérimentales se trouvent pour des températures élevées du cylindre ( $T_c > 140$  °C). Néanmoins, sous ces conditions l'erreur demeure inférieure à 10% alors que pour tout l'essai une l'erreur relative moyenne est inférieure à 2%; C'est-à-dire, en considérant autant les régimes transitoires que les régimes stationnaires du procédé. Un aspect à signaler est la capacité du modèle à bien caractériser la température du cylindre durant l'étape de démarrage du séchoir.

#### ***b) Humidité de la nappe***

La Figure 5.7 illustre la dynamique expérimentale mesurée pour l'humidité de la nappe à la sortie de la section de séchage. On y observe la dérive de l'humidité de la nappe à l'entrée et qui influence l'humidité à la sortie.

En général, la réponse du modèle suit relativement bien la dynamique expérimentale observée et s'ajuste aussi à la dérive montrée pour l'humidité à l'entrée. En relation à l'importance de l'erreur relative, déterminant la précision du modèle pour le calcul de l'humidité de la nappe, la plus grande déviation observée (autour de 20%) coïncide avec la condition de température du cylindre élevée, période à laquelle le modèle présentait aussi la plus grande déviation pour le calcul de la température du cylindre. Cette déviation se présente aussi dans le même intervalle de temps où se produit une variation significative du signal provenant de l'humidimètre à l'entrée du séchoir.

Suite au démarrage du système, la déviation maximale entre la réponse du modèle et l'observation expérimentale en régime tendant vers la stationnaire est de l'ordre de 10%. En résumé, l'erreur relative moyenne entre les calculs du modèle et les données expérimentales durant tout l'essai (110 minutes) est inférieure à 10%.

### *c) Température de la nappe*

La Figure 5.8 montre la dynamique particulière suivie par la température de la nappe, laquelle est caractérisée par une valeur quasi constante, après la phase de démarrage indépendamment de la température du cylindre ou du degré d'humidité de la nappe à la sortie.

La réponse du modèle suit relativement bien la dynamique expérimentale observée, avec une erreur relative moyenne inférieure à 2% durant tout l'essai. Il faut signaler aussi la bonne correspondance de la réponse du modèle à celle observée durant le démarrage du procédé.

Un deuxième essai considère la génération d'un niveau plus bas d'humidité à la sortie en utilisant une vitesse de rotation de 1.9 rev/min, en maintenant une surface de contact maximale, et, en effectuant des changements de la puissance nominale variant de 60% à 80%. Les Figures 5.9 à 5.11 montrent les résultats expérimentaux et ceux calculés à partir du modèle.

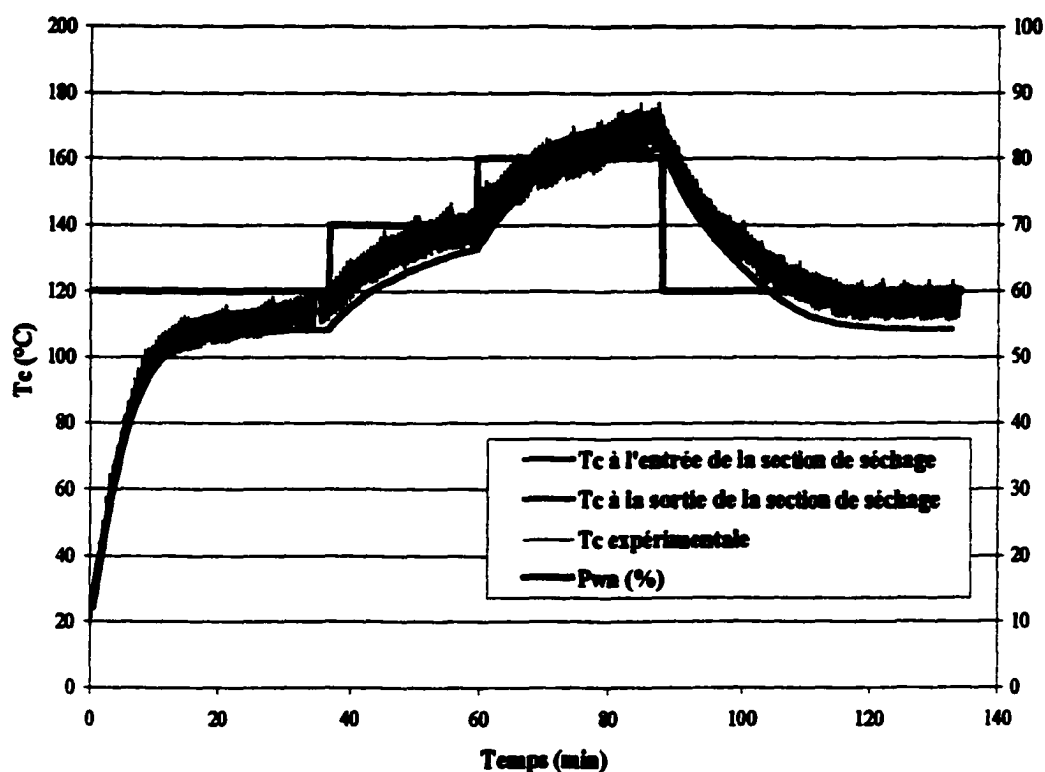


Figure 5.9.- Températures du cylindre expérimentale et calculées à partir du modèle à l'entrée et à la sortie de la section de séchage avec  $Wr=1.94$  rev/min et des changements sur  $P_{wn}$ .



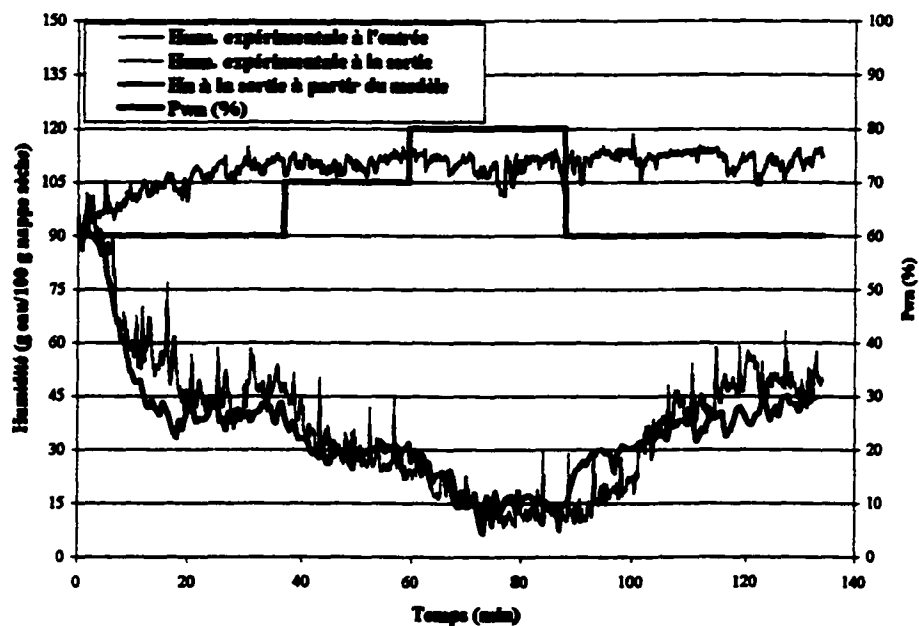


Figure 5.10.- Humidités de la nappe expérimentale et calculée à partir du modèle à la sortie de la section de séchage avec  $W_r=1.94$  rev/min et des changements sur  $P_{wn}$ .

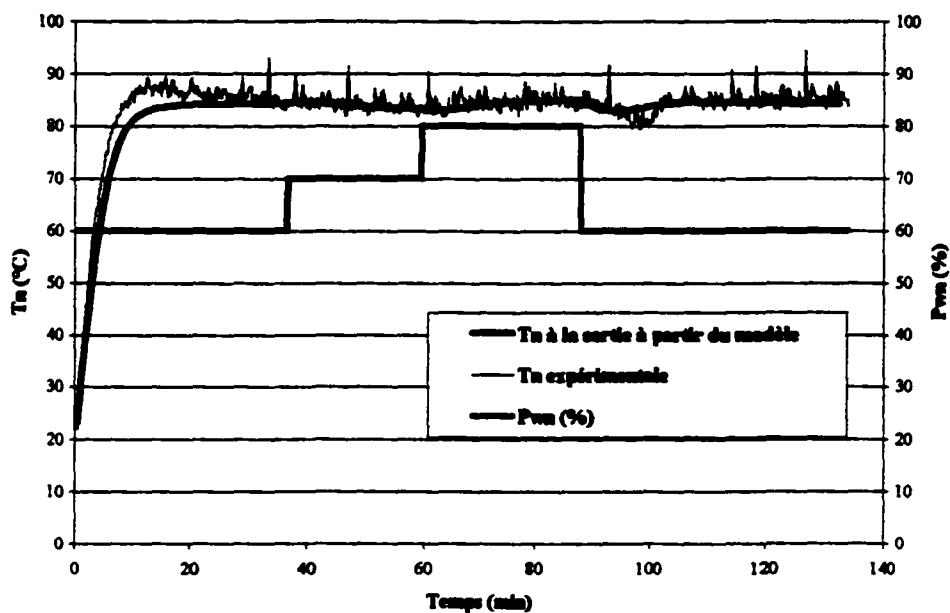


Figure 5.11.- Températures de la nappe expérimentale et calculée à partir du modèle à la sortie de la section de séchage avec  $W_r=1.94$  rev/min et des changements sur  $P_{wn}$ .

### ***Analyse des résultats***

#### ***a) Température du cylindre.***

La dynamique expérimentale montrée à la Figure 5.9 traduit l'effet d'une plus faible vitesse de rotation, remarquable par la plus grande fréquence et amplitude des oscillations dans les mesures pour la température du cylindre. Les calculs pour la température du cylindre aux points d'entrée et de sortie de la section de séchage réalisés à partir du modèle représentent bien les tendances et la magnitude des trajectoires expérimentales. L'erreur relative moyenne entre la réponse du modèle et les données durant l'essai est toujours inférieure à 2%. Le modèle caractérise aussi bien le régime transitoire que le régime stationnaire du procédé.

#### ***b) Humidité de la nappe***

On observe que dans le premier essai, se produit une réduction de l'humidité de la nappe de l'ordre de 50% par rapport à l'humidité mesurée à l'entrée. Pour ce deuxième essai, caractérisé par une augmentation du temps de contact entre la nappe et le cylindre au moyen d'une plus faible vitesse de rotation, se produit une réduction en l'humidité de l'ordre de 90 %.

Une caractéristique importante de cet essai est que l'humidité de la nappe à la sortie durant la période entre 70 et 90 minutes atteint des valeurs en-dessous de l'humidité critique du coton ( $H_c=25$  g eau/100 g nappe sèche), permettant alors de tester la capacité de calcul du modèle sous cette condition.

Les résultats indiquent, tout d'abord, que le modèle suit relativement bien la trajectoire expérimentale observée, tout particulièrement sous les conditions de séchage pour la nappe en-dessous de l'humidité critique. L'erreur relative maximale pour les calculs du modèle se

trouve lors de l'étape de démarrage du procédé (erreur de l'ordre de 30%). Néanmoins, l'erreur relative moyenne durant tout l'essai est de l'ordre de 15%.

*c) Température de la nappe*

À partir de la Figure 5.11, une comparaison entre les profils de températures pour la nappe mesurée et calculée par le modèle indique que le modèle caractérise relativement bien cette variable du procédé. L'erreur relative moyenne entre la réponse du modèle et les données est inférieure à 2 %, suite à la phase de démarrage du procédé (> 20 min). Elle est plus grande durant la phase de démarrage mais ne dépasse pas 10%.

**Résumé**

En résumé, l'ensemble des résultats présentés ici, provenant de la validation du modèle à partir des essais avec des changements sur la puissance de chauffage, ont indiqué une bonne caractérisation des températures du cylindre et de la nappe, où en général l'erreur relative moyenne est toujours inférieure à 10% dans le deux cas.

La caractérisation de l'humidité de la nappe à la sortie est susceptible de présenter des erreurs plus importantes dans certaines conditions déjà discutées, notamment :

- à une température élevée du cylindre;
- durant la phase terminale du démarrage du procédé.

Outre ces deux situations particulières, où l'erreur relative maximale n'excédait pas 30% dans un cas et 30% dans l'autre, le modèle présente une bonne capacité pour reproduire la dynamique du procédé face à des changements dans la puissance ( $P_{wn}$ ). En effet, l'erreur relative moyenne durant l'ensemble des essais réalisés était de l'ordre de 15%.

### 5.2.2 Essais avec des changements sur la vitesse de rotation du cylindre

Ici, l'objectif est de valider le modèle sous différentes conditions de vitesse de rotation pour le cylindre. L'essai fut réalisé avec des changements sur la vitesse de rotation du cylindre de 1.9 à 3.4 rev/min, une puissance nominale constante de 60% en présence d'une surface de contact maximale entre le cylindre et la nappe (PBT=0%).

Les Figures 5.12 à 5.14 montrent les profils mesurés et ceux calculés à partir du modèle sous ces nouvelles conditions d'opération. Les résultats indiquent l'effet de la vitesse de rotation sur la dynamique thermique du cylindre, ainsi que sur l'humidité et la température de la nappe à la sortie de la section de séchage.

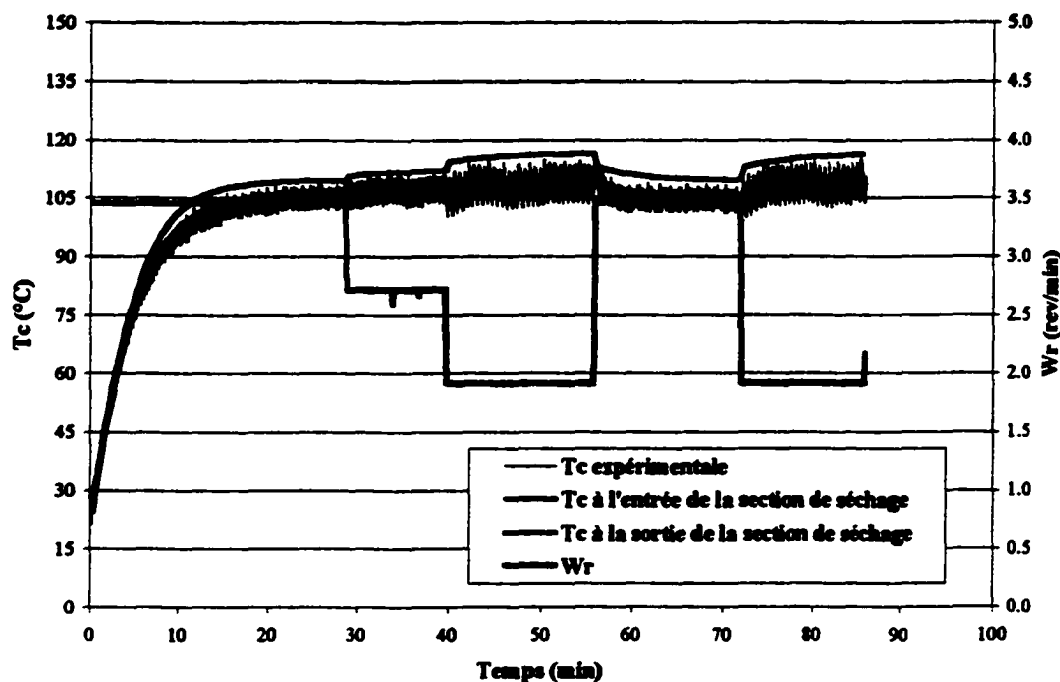


Figure 5.12.- Températures du cylindre expérimentale et calculées à partir du modèle à l'entrée et à la sortie de la section de séchage avec  $P_{wn}=60\%$  et des changements sur  $W_r$ .

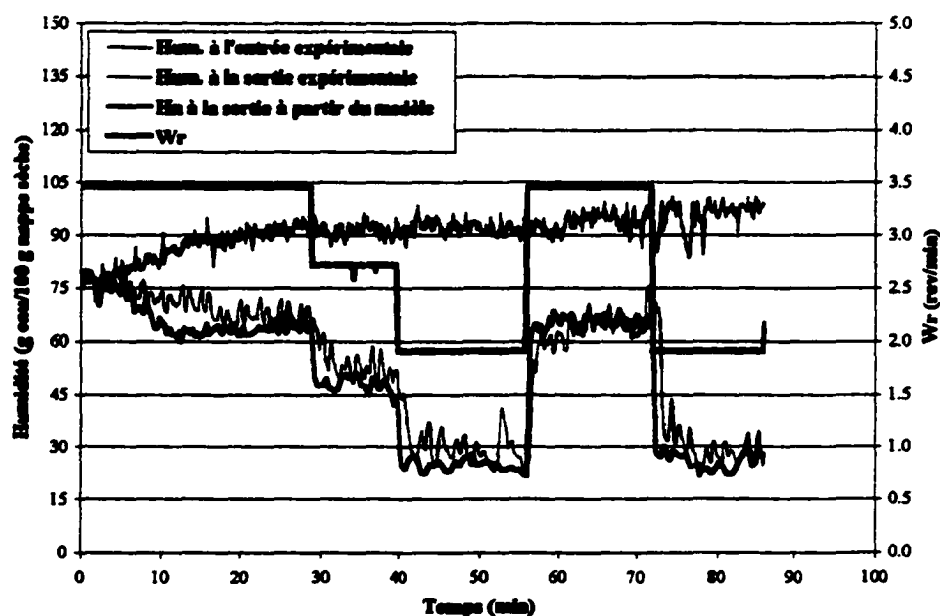


Figure 5.13.- Humidités de la nappe expérimentale et calculées à partir du modèle à la sortie de la section de séchage avec  $P_{wn}=60\%$  et des changements sur  $W_r$ .

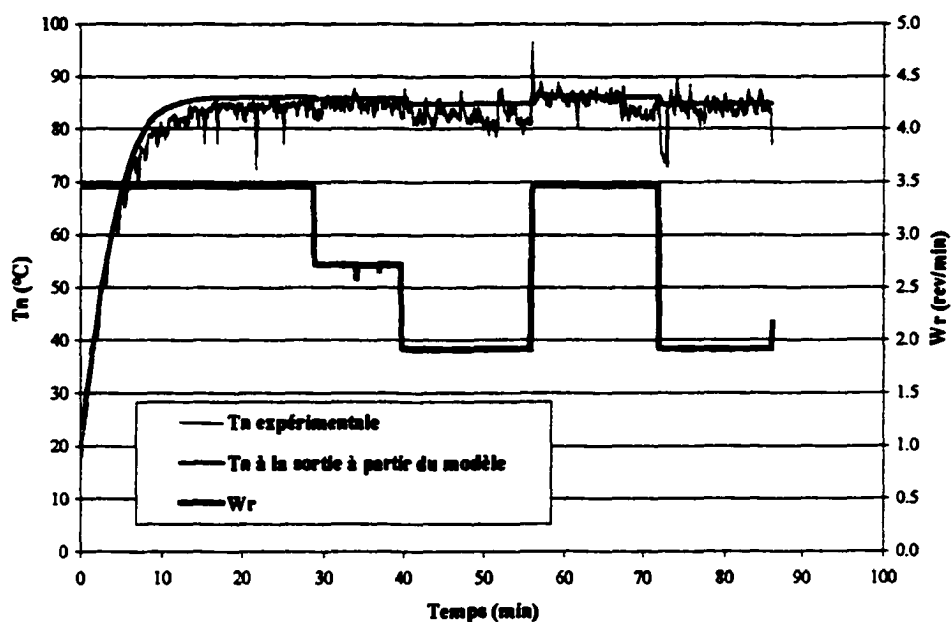


Figure 5.14.- Températures de la nappe expérimentale et calculée à partir du modèle à la sortie de la section de séchage avec  $P_{wn}=60\%$  et des changements sur  $W_r$ .

### ***Analyse des résultats***

#### ***a) Température du cylindre.***

Cet essai présente comme caractéristique principale une température du cylindre à l'entrée de la section de séchage qui se maintient, après le démarrage du procédé, autour de 105-115 °C. Ainsi, il se produit une faible augmentation de la température du cylindre lorsque la vitesse de rotation est réduite. Cette augmentation est le résultat du plus grand temps de résidence de la surface externe du cylindre face aux inducteurs.

La figure 5.12 montre aussi que le calcul de la température du cylindre par le modèle est toujours proche des mesures expérimentales, avec une erreur relative moyenne de l'ordre de 5%. Ainsi, les réponses du modèle suivent raisonnablement bien la dynamique observée pour la température du cylindre en réponse aux changements de la vitesse de rotation.

#### ***b) Humidité de la nappe***

La Figure 5.13 montre qu'un changement en la vitesse de rotation, se traduit par une variation subite de l'humidité de la nappe à la sortie de la section de séchage. Cette dynamique, la conséquence d'une variation du temps de contact entre la nappe et le cylindre, est bien suivie par la réponse du modèle, telle qu'on peut l'observer sur cette figure.

Outre la capacité de la réponse du modèle à suivre la tendance ou comportement du procédé, la magnitude de la réponse se compare relativement bien aux données puisque l'erreur relative moyenne reste est de l'ordre de 15%.

La température du cylindre étant plus basse que celle des deux essais précédents, les déviations observées lors de la première série d'essais ne sont plus présentes dans cet essai.

Cependant, la déviation remarquée dans la phase de démarrage des essais passés reste encore ici.

L'analyse de ce phénomène indique que cette déviation présente toujours une surestimation de l'évaporation de l'eau par le modèle dans la plage de température du cylindre entre 80 °C et 100 °C, région thermique où commence à se produire la transition entre un mécanisme capillaire et un mécanisme de type convectif pour l'évaporation. Cette analyse suggère d'effectuer la caractérisation du coefficient de transfert de masse  $K_g$  directement à partir de données expérimentales, selon le cas, pour les conditions de démarrage du procédé et de celles d'une opération normale de séchage. Sous cette perspective, une amélioration de la précision du modèle serait alors possible.

#### *c) Température de la nappe*

La Figure 5.14 montre que la température de la nappe, laquelle présente une très faible variation et que la réponse du modèle est capable de la bien représenter. En effet, sous ces conditions d'opération, le modèle réalise un calcul de la température de la nappe avec une erreur relative moyenne inférieure à 5%.

#### 5.2.3 Essais avec des changements sur la surface de contact nappe-cylindre

Une situation à considérer est la validation le modèle dans le cas où on modifie les conditions de frontières pour la résolution numérique du modèle lors du déplacement du bras tendeur, ce qui affecte autant le début et la longueur de la section de séchage. Dans cette phase de validation du modèle, deux nouveaux essais ont été réalisés avec les conditions d'opérations suivantes :

- Premier essai : puissance nominale de 60%, avec une vitesse de rotation de 3.4 rev/min et des changements de la position du bras tendeur correspondant à des déplacements fixés à 0%, 40% et 80%, ce qui génère des surfaces de contact de 1621, 1209 et 800 cm<sup>2</sup> respectivement.
- Second essai : puissance nominale de 60%, vitesse de rotation de 1.9 rev/min et des changements de la position du bras tendeur correspondant à des déplacements fixés à 0%, 35%, 60% et 100%, ce qui donne des surfaces de contact de 1621, 1257, 953 et 471 cm<sup>2</sup> respectivement.

Les Figures 5.15 à 5.17 présentent les résultats expérimentaux ainsi que ceux obtenus par calcul à partir du modèle mathématique pour le premier essai. Il est important de noter que lors de l'analyse des profils calculés à partir du modèle, il faut le faire avec précaution, étant donné que le déplacement du bras tendeur produit un changement dans la position de l'entrée à la section de séchage. Un tel déplacement produit également un changement dans la longueur de la section de séchage.

Les observations faites à partir des Figures 5.15, 5.16 et 5.17 indiquent que l'effet des changements de la position du bras tendeur n'est pas véritablement significatif sauf pour l'humidité de la nappe à la sortie de la section de séchage. En effet, la température de la nappe à la sortie continue d'indiquer un profil relativement constant. De plus, la variation de la température du cylindre entre l'entrée et la sortie de la section de séchage est virtuellement insensible à ce type de perturbation.



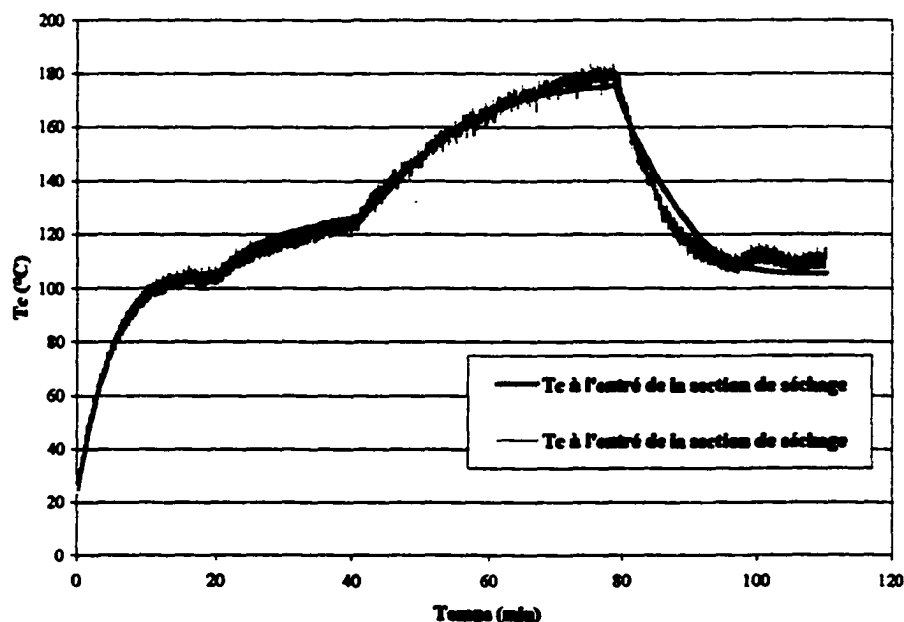


Figure 5.15.- Températures du cylindre expérimentale et calculée à partir du modèle à l'entrée de la section de séchage avec  $W_r=3.4$  rev/min,  $P_{wn}=60\%$  et des changements sur PBT.

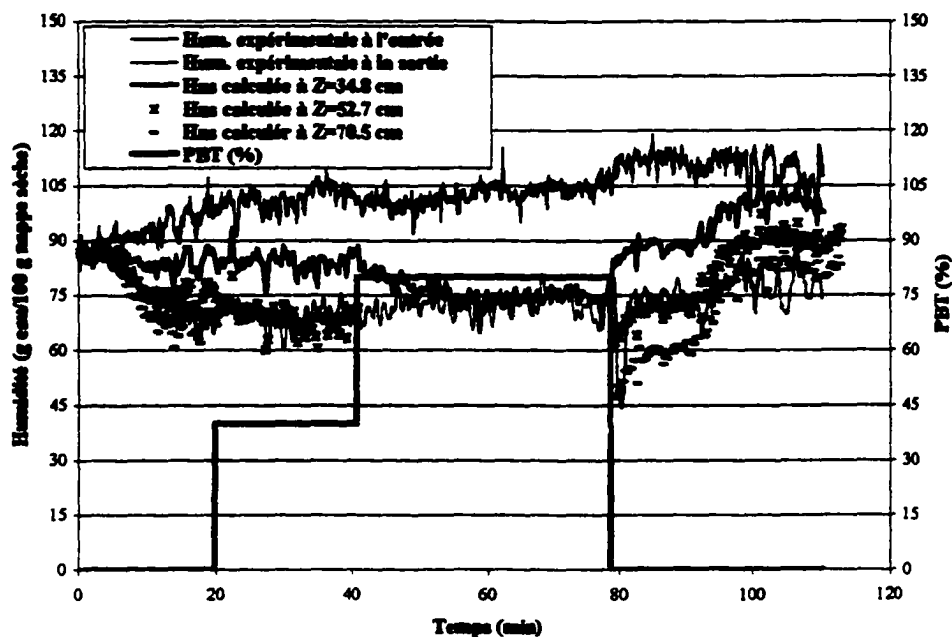


Figure 5.16.- Humidités de la nappe expérimentale et calculée à partir du modèle à la sortie de la section de séchage avec  $W_r=3.4$  rev/min,  $P_{wn}=60\%$  et des changements sur PBT.

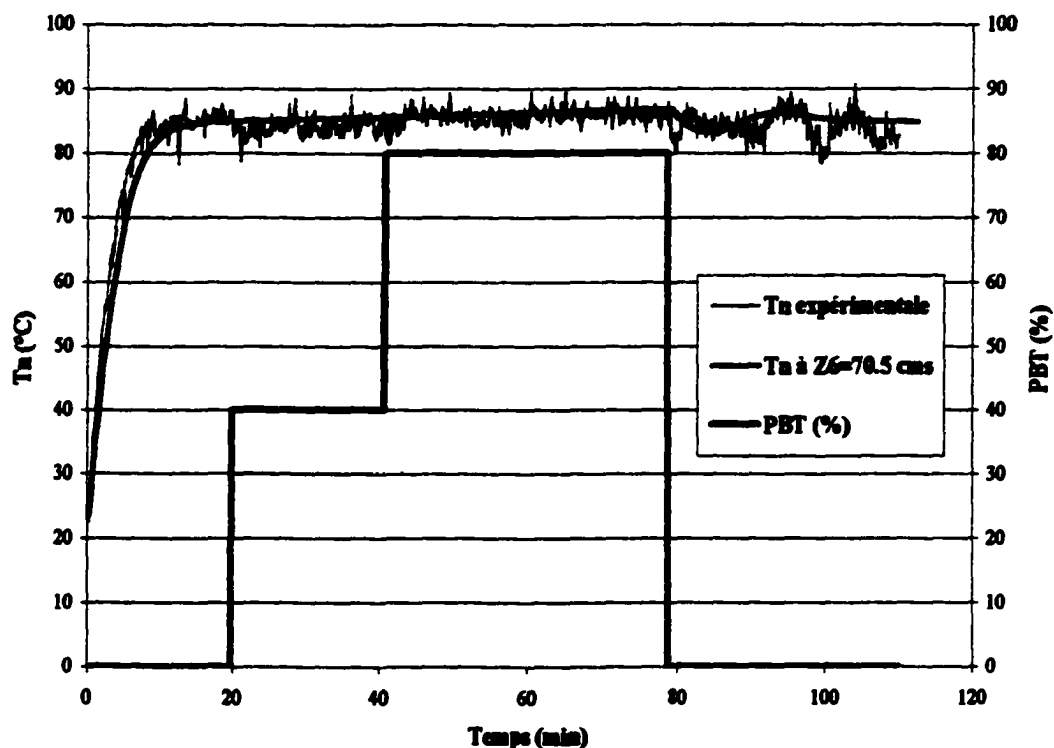


Figure 5.17.- Températures de la nappe expérimentale et calculée à partir du modèle à sortie de la section de séchage avec  $W_r=3.4$  rev/min,  $P_{wn}=60\%$  et des changements sur PBT

Le Tableau 5.1 présente les correspondances entre la position du bras tendeur et la longueur de la section de séchage. Cette information est pertinente lors de la comparaison entre l'humidité calculée par le modèle à différentes positions dans la section de séchage qui, selon la position du bras tendeur, peuvent coïncider avec la sortie de la section, soient les mesures expérimentales obtenues à ce point.

**TABLEAU 5.1 .- CORRESPONDANCE ENTRE LA POSITION DU BRAS TENDEUR ET LA LONGUEUR DE LA SECTION DE SÉCHAGE**

<b>PBT (%)</b>	<b>Surface de contact (cm<sup>2</sup>)</b>	<b>Longueur de la section de séchage (cm)</b>
0	1621	70.5
40	1209	52.7
80	800	34.8

Dans la première partie de l'essai entre 0 et 20 minutes la position de sortie se trouve localisée à 70.5 cm de l'entrée, dont les courbes à comparer sont la expérimentale et celle-là à  $Z=70.5$  cm. Une fois appliqué le premier échelon sur la position du bras tendeur en le plaçant à une valeur de 40%, alors la position de sortie par rapport à la nouvelle entrée est localisée à 52.7 cm, ce qu'impliquera que le profil expérimental se comparera maintenant avec la courbe avec des x , que représente la condition d'humidité à la sortie de la section de séchage. Le même principe s'applique quand le deuxième échelon à 80% est réalisé. La nouvelle condition à comparer est donnée par la courbe avec des carrés.

### ***Analyse des résultats***

#### ***a ) Température du cylindre.***

La Figure 5.15 illustre la bonne caractérisation de la dynamique thermique du cylindre en réponse aux changements sur la surface de contact nappe-cylindre, autant du point de vue de la capacité du modèle à suivre la tendance de la réponse expérimentale, que sur la précision des calculs. En effet, une erreur relative moyenne inférieure à 5% est encore maintenue.

*b) Humidité de la nappe*

La Figure 5.16 montre que le modèle présente une erreur relative moyenne de 20%, qui est comparativement plus grande que celles des essais de validation précédents (15%). Cette erreur relative moyenne plus grande résulte des déviations importantes observées entre les calculs du modèle et les données expérimentales pour l'humidité de la nappe dans la période de temps qui suit immédiatement un changement dans la surface de contact nappe-cylindre (phase transitoire) quand la température du cylindre est supérieure à 120 °C. Cette déviation diminue au fur et à mesure que le procédé tend vers un régime stationnaire, où la réponse du modèle rattrape la courbe expérimentale.

Cette difficulté du modèle à bien caractériser la dynamique transitoire pour l'humidité de la nappe lors des changements subits dans la surface de contact, serait attribuable à la prise en compte d'une façon instantanée de la nouvelle condition de frontière dans le modèle lorsque le changement est réalisé. Le modèle ne prend donc en considération la transition physique réelle qui a lieu lorsque le procédé évolue vers sa nouvelle condition d'opération.

Cette difficulté du modèle serait corrigée à un certain degré, si durant la phase transitoire on considère plutôt une humidité moyenne déterminée à partir des calculs du modèle pour les conditions antérieures à la nouvelle condition de frontière. Cette considération d'ordre mathématique serait une façon d'approcher la transition réelle du procédé par le modèle.

*c ) Température de la nappe*

La Figure 5.17 illustre la bonne capacité du modèle de caractériser la température de la nappe, où l'erreur relative moyenne est inférieure à 5% entre les calculs du modèle et la température mesurée pour la nappe.

**5.2.4 Essai avec des perturbations sur l'humidité à l'entrée**

Finalement, afin de compléter les essais à réaliser pour la validation du modèle du séchoir à induction, un essai a été réalisé où le niveau des perturbations de l'humidité à l'entrée de la section de séchage a été changé. Cela fut fait également en vue de vérifier la capacité du modèle à représenter adéquatement la réponse observée à ce type de perturbation non contrôlée. Les Figures 5.18 à 5.20 montrent les profils expérimentaux obtenus durant la réalisation de cet essai et calculés à partir du modèle.

***Analyse des résultats****a ) Température du cylindre*

La Figure 5.18 montre la variabilité de la température expérimentale du cylindre en réponse aux changements effectués sur l'humidité dans le niveau des perturbations dans l'humidité de la nappe à l'entrée. Cette variation de la température est explicable pour la quantité plus ou moins grande d'énergie transférée par conduction du cylindre vers la nappe, selon qu'elle présentait une plus ou moins grande humidité à l'entrée. Cette dynamique est le résultat d'un meilleur contact entre la nappe et la surface du cylindre lorsque l'humidité de la nappe est plus élevée. En relation à la capacité de calcul du modèle, une erreur relative moyenne inférieure à 10 % est conservée.

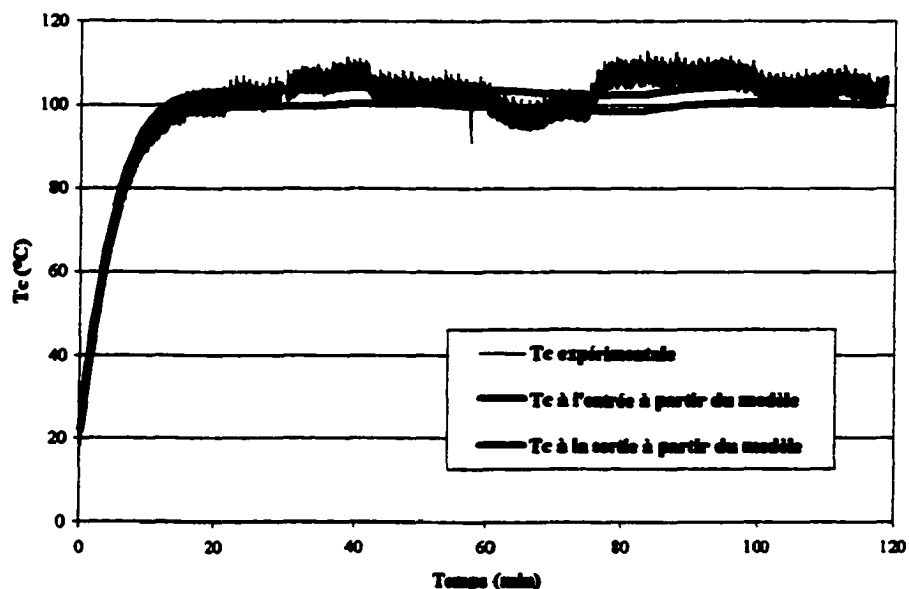


Figure 5.18.- Températures du cylindre expérimentale et calculée à l'entrée et à la sortie de la section de séchage à partir du modèle avec  $W_r=3.4$  rev/min,  $P_{wn}=60\%$ ,  $PBT=0\%$  et des changements dans le niveau des perturbations de l'humidité de la nappe à l'entrée.

#### b) Humidité de la nappe

À partir des résultats montrés à la Figure 5.19, le modèle suit relativement bien la dynamique du procédé autant du point de vue qualitatif que quantitatif pour les changements effectués dans le niveau des perturbations de l'humidité de la nappe à l'entrée.

On notera que la surestimation du modèle dans la phase de démarrage du procédé persiste toujours bien que moins importante que dans les autres essais. La déviation des calculs du modèle la plus importante se présente, dans la phase transitoire, quand les changements dans le niveau des perturbations de l'humidité de la nappe à l'entrée donnent une

valeur finale supérieure à 80 g eau/100 g nappe sèche dans la nappe à la sortie. Cependant, une erreur relative moyenne inférieure à 15% est générée par le modèle.

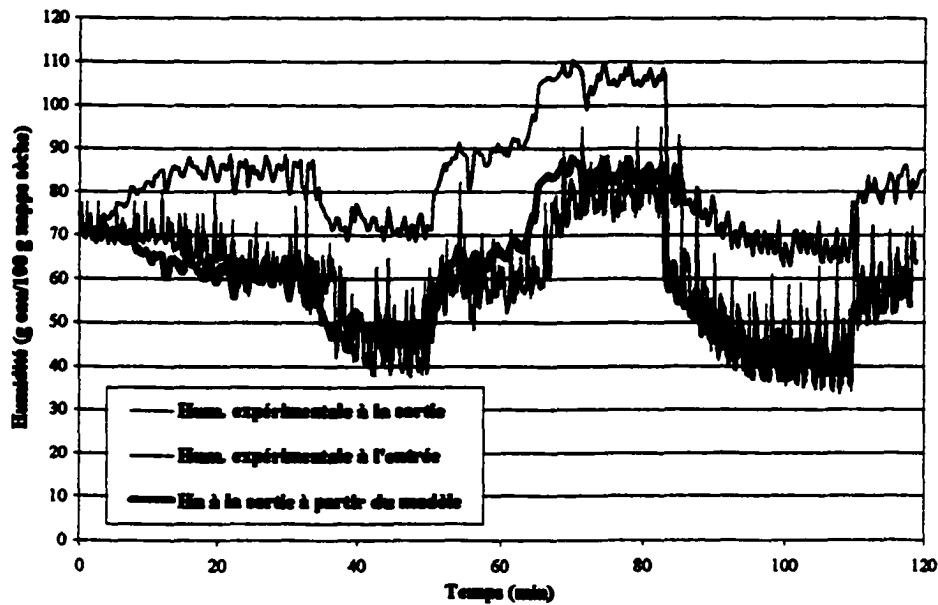


Figure 5.19.- Humidité expérimentale de la nappe et calculée à l'entrée et à la sortie de la section de séchage à partir du modèle avec  $W_r=3.4$  rev/min,  $P_{wn}=60\%$ ,  $P_{BT}=0\%$  et des changements dans le niveau des perturbations de l'humidité de la nappe à l'entrée.

### c) Température de la nappe

La Figure 5.20 montre que le calcul de la température de la nappe à partir du modèle suit relativement bien le profil expérimental avec erreur relative moyenne inférieure à 5 %.

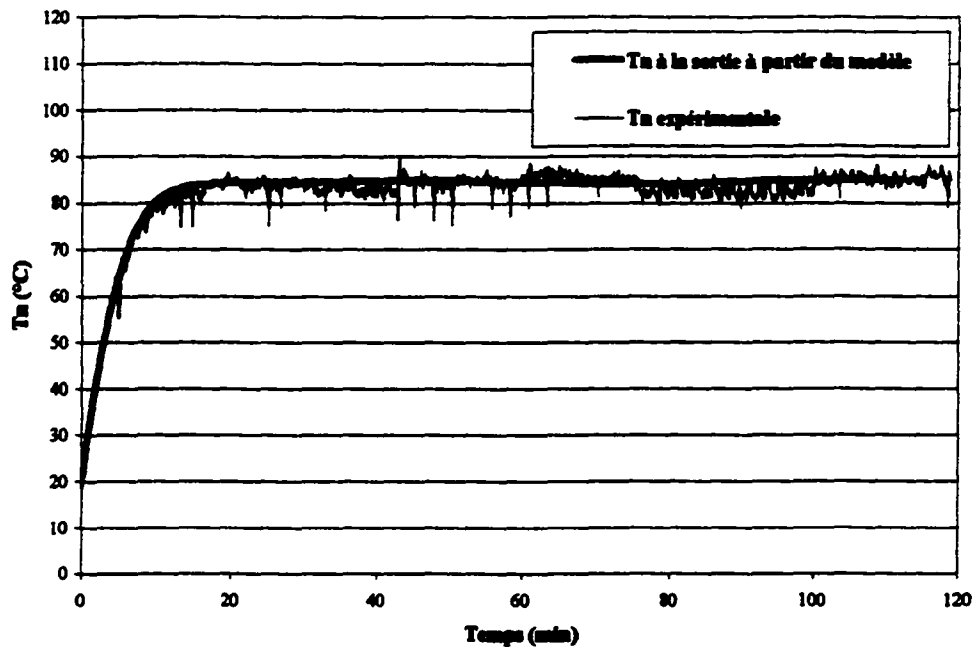


Figure 5.20.- Température de la nappe expérimental et calculée à la sortie de la section de séchage à partir du modèle avec  $Wr=3.4$  rev/min,  $P_{wn}=60\%$ ,  $PBT=0\%$  et des changements dans le niveau des perturbations de l'humidité de la nappe à l'entrée.

### 5.3 Validité du modèle

Une analyse globale de l'ensemble des résultats obtenus à partir de tous les essais réalisés sur le banc d'essai a permis de valider la capacité du modèle. Cela fut fait autant pour suivre la dynamique transitoire du procédé que le régime stationnaire établi avec le temps suite à des changements produits dans les variables du procédé. Ces variables la puissance nominale de chauffage, la vitesse de rotation, la surface de contact nappe-cylindre ainsi que et l'humidité de la nappe à l'entrée. L'analyse globale des résultats a permis de constater :

- Que pour toutes les situations expérimentales considérées la réponse du modèle suit toujours la dynamique expérimentale du procédé;



- Qu'une erreur relative moyenne inférieure à 10% caractérise autant les écarts entre les calculs de la température du cylindre du cylindre que ceux de la température de la nappe; que se soit pour le régime transitoire que pour le régime stationnaire
- Qu'une erreur relative moyenne inférieure à 15% caractérise les calculs de l'humidité de la nappe sous toutes les conditions, à l'exception de conditions portant sur des changements dans la surface de contact nappe-cylindre, où, une erreur relative moyenne de 20% fut observée.

## **APPLICATIONS DU MODÈLE**

Le travail entrepris jusqu'ici et rapporté dans les pages précédentes avait pour but principal de poser un modèle phénoménologique du procédé capable de calculer l'évolution des variables d'état, soient l'humidité et la température de la nappe à la sortie de la section de séchage ainsi que la température du cylindre, en réponse à des changements dans les conditions d'opération.

Des travaux complémentaires à la réalisation de l'objectif principal ont également été faits et sont rapportés ici. Les premiers ont porté sur la caractérisation du rendement énergétique du procédé sous diverses conditions d'opération afin de guider le choix des conditions favorisant celle-ci.

Les seconds travaux ont visé l'utilisation du modèle développé comme outil de mesure de l'effet de certains changements portant sur le design du procédé. La première modification envisagée sur le prototype existant a porté sur le déplacement des inducteurs à une position différente de leur emplacement actuel.

Une deuxième modification à considérée l'augmentation de la surface maximale de contact nappe-cylindre au moyen d'ajustements dans le dispositif de placement de la nappe sur le cylindre (actuateur qui déplace le bras tendeur).

Dans ces deux situations, on évalue l'effet des modifications considérées sur le rendement énergétique du procédé.

### 6.1 Rendement énergétique du procédé de séchage à induction

Une mesure couramment utilisée pour exprimer la performance d'un procédé impliquant une opération de séchage d'une nappe mouillée d'eau est le rendement énergétique. Exprimé en pourcentage (%), il est défini par la relation suivante :

$$R(\%) = 100 * \frac{2600 \text{ (kJ/kg eau)} * \text{Quantité d'eau évaporée par heure (kg/h)}}{3600 \text{ (s/h)} * \text{Puissance électrique consommée (kW)}} \quad (6-1)$$

La valeur de 2600 kJ/g eau est normalement utilisée pour représenter la quantité théorique requise pour évaporer l'eau (Chabert, 1978). Il est à noter que dans ces calculs la puissance électriquement consommée pour évaporer l'eau par unité de temps comprend la quantité d'énergie requise pour la montée en température de la nappe et de l'eau jusqu'au point d'ébullition de l'eau, la chaleur de désorption de l'eau de la nappe ainsi que les pertes de différentes natures.

La relation (6-1) sera donc utilisée afin de quantifier le rendement énergétique du procédé de séchage sous différentes conditions d'opération.

#### 6.1.1 Rendement énergétique en fonction de la puissance de chauffage.

Une série de cinq (5) essais avec des puissances nominales de 30%, 40%, 60%, 70% et 90%, pour une vitesse de rotation de 2 rev/min et une surface maximale de contact entre la nappe et le cylindre, a été réalisée afin d'évaluer le rendement énergétique  $R(\%)$  du procédé sous ces conditions.

### 6.1.2 Rendement énergétique en fonction de la vitesse de rotation.

Deux (2) essais avec des vitesses de rotation du cylindre de 3.0, et 1.8 rev/min, avec une puissance nominale constante de 70% et une surface maximale de contact nappe-cylindre, ont été réalisés ici afin d'évaluer le rendement énergétique  $R(\%)$  du procédé sous ces conditions.

### 6.1.3 Rendement énergétique en fonction de la surface de contact nappe-cylindre.

Dans cette dernière situation, deux essais ont été réalisés avec des surfaces de contact différentes correspondant à des positions du bras tendeur ( $PBT=40\%$  et  $PBT=60\%$ ), sous une puissance nominale de 70% et une vitesse de rotation de 2.0 rev/min. Le Tableau 6.1 présente les résultats obtenus à partir du modèle pour l'ensemble des conditions d'opération considérées.

**TABLEAU 6.1 RENDEMENT ÉNERGÉTIQUE MOYEN DU SÉCHOIR À INDUCTION  
EN RÉGIME PERMANENT.**

Essai	P <sub>wn</sub> (%)	W <sub>r</sub> (rev/min)	PBT (%)	H <sub>ns</sub> (g eau/100 g nappe sèche)	Qté d'eau évaporée (kg/hr)	Puissance utilisée (kW)	Rendement (%)
1	30	2	0	60	1.76	2.4	54.1
2	40	2	0	45	2.84	3.5	62.2
3	60	2	0	24	4.82	5.2	65.6
4	70	2	0	18	5.36	6.2	56.4
5	90	2	0	12	5.81	8.1	56.1
6	70	3	0	48	4.81	6.2	62.5
7	70	1.8	0	8	4.82	6.2	62.5
8	70	2	40	45	6.18	6.2	67.2
9	70	2	60	55	6.45	6.2	69.2

Les résultats obtenus indiquent que le procédé de séchage d'une nappe textile sur un cylindre métallique chauffé par induction a des rendements énergétiques comparables à ceux rapportés des autres électrotechnologies. Le tableau 6.2 présente les rendements rapportés pour autres procédés et le rendement obtenu dans notre cas.

**TABLEAU 6.2 .- RENDEMENTS RAPPORTÉS POUR DIFFÉRENTS PROCÉDÉS DE SÉCHAGE.**

Procédé de séchage	Matériaux à sécher	Rendement rapporté	Source de l'information
Infrarouge électrique	coton, acétate, et 50/50 polyester- coton	57-67 %	Langlois et al. (1987) <sup>(a)</sup>
Infrarouge électrique	coton	75%	Broadbent et al. (1994)
Haute fréquence	coton	55-65 %	Chabert et al., (1978)
Infrarouge moyen fréquence	coton	45-80 %	Chabert et al., (1978)
Cylindre chauffé à la vapeur	papier, rubans tricotés	30%-43%	Han (1970), Laneres et al. (1978)
Cylindre chauffé par induction	Coton	54-69 %	Ce travail

## 6.2 Analyse de la sensibilité du rendement à des modifications sur le banc

Dans cette section on utilise la capacité du modèle phénoménologique posé pour le séchoir à induction pour calculer les conséquences de changements apportés au séchoir. Plus précisément, on utilisera le modèle comme outil d'évaluation de l'effet résultant des modifications réalistes sur ce prototype (banc d'essai) du procédé.

Les deux alternatives suivantes seront évaluées :

- placement de la position des inducteurs;
- Augmentation de la surface maximale disponible pour la section de séchage

### 6.2.1 Déplacement de la position des inducteurs.

La conception actuelle du séchoir à induction, tel qu'illustrée à la Figure 6.1, présente quatre sections, soient celle d'induction, de refroidissement #1, de séchage et de refroidissement #2. On propose comme modification de rapprocher la section d'induction le plus près possible à la section de séchage, réduisant ainsi la grandeur de la section de refroidissement #1, réduisant de fait les déperditions d'énergie dans cette section. La Figure 6.2 montre le nouvel emplacement des quatre sections.

Le Tableau 6.3 présente les caractéristiques de l'emplacement des sections sur la périphérie du cylindre selon les deux configurations ci-dessus.

**TABLEAU 6.3.- SURFACES OFFERTES POUR LES TRANSFERTS THERMIQUES ET PLACES DES PÉRIMÈTRES DISPONIBLES, AVEC PBT=0%.**

Situation	Section d'induction	Section de refroidissement #1	Section de séchage	Section de refroidissement #1
Actuelle	PIND=27 cm	PR1=33 cm	PSE=70.5 cm	PR2=13 cm
Alternative	PIND=27 cm	PR1=10 cm	PSE=70.5 cm	PR2=36 cm

Le modèle est utilisé pour réaliser la simulation du procédé de séchage sous ces deux situations, considérant les conditions d'opérations suivantes :

$P_{wn}=60\%$ ,  $W_r=2$  rev/min et  $PBT=0\%$ .

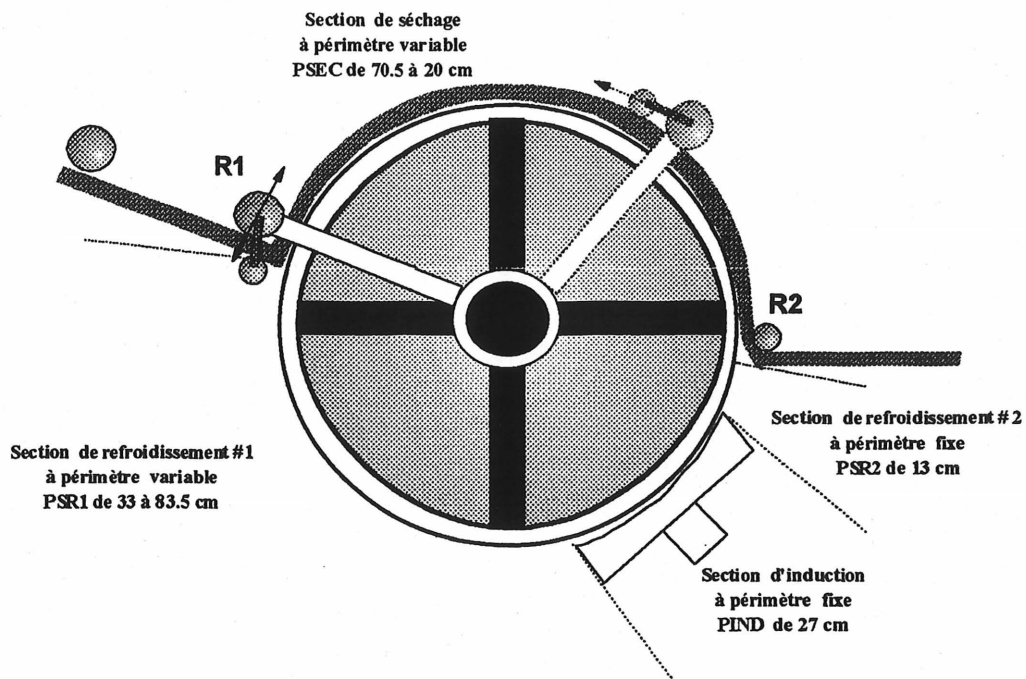


Figure 6.1 .- Distribution actuelle et grandeur des sections sur la périphérie du cylindre.

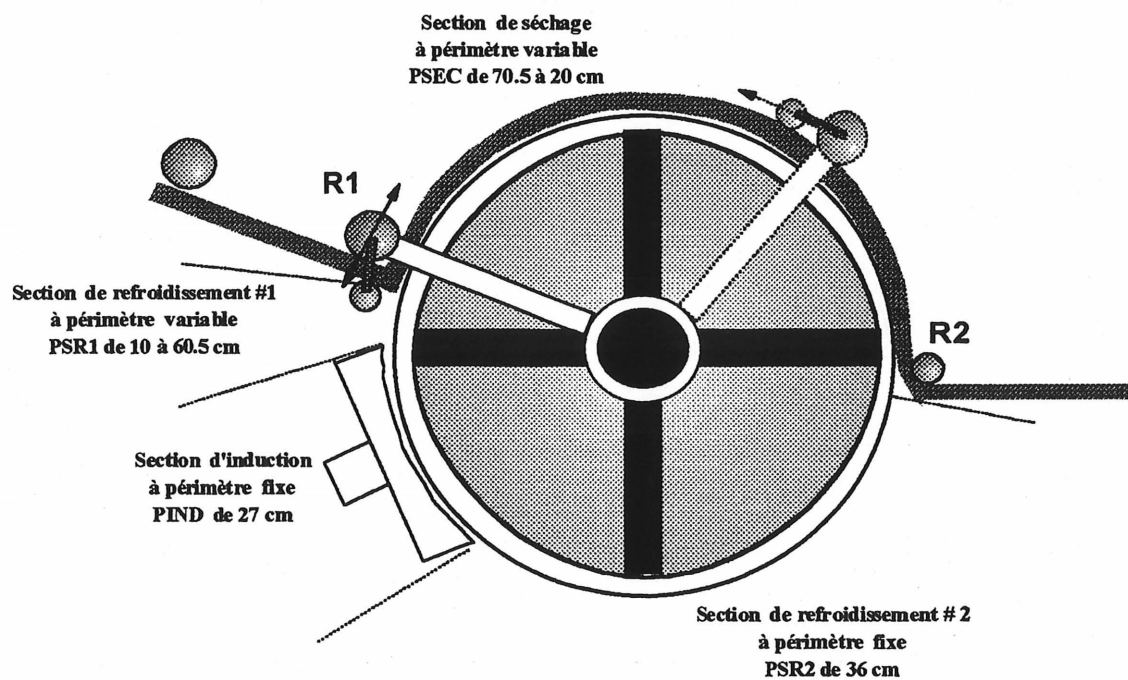


Figure 6.2 .- Distribution alternative des grandeurs des sections sur la périphérie du cylindre.

Les Figures 6.3 à 6.4 présentent les réponses calculées à partir du modèle pour les variables du procédé, soit la température du cylindre, l'humidité et la température de la nappe.

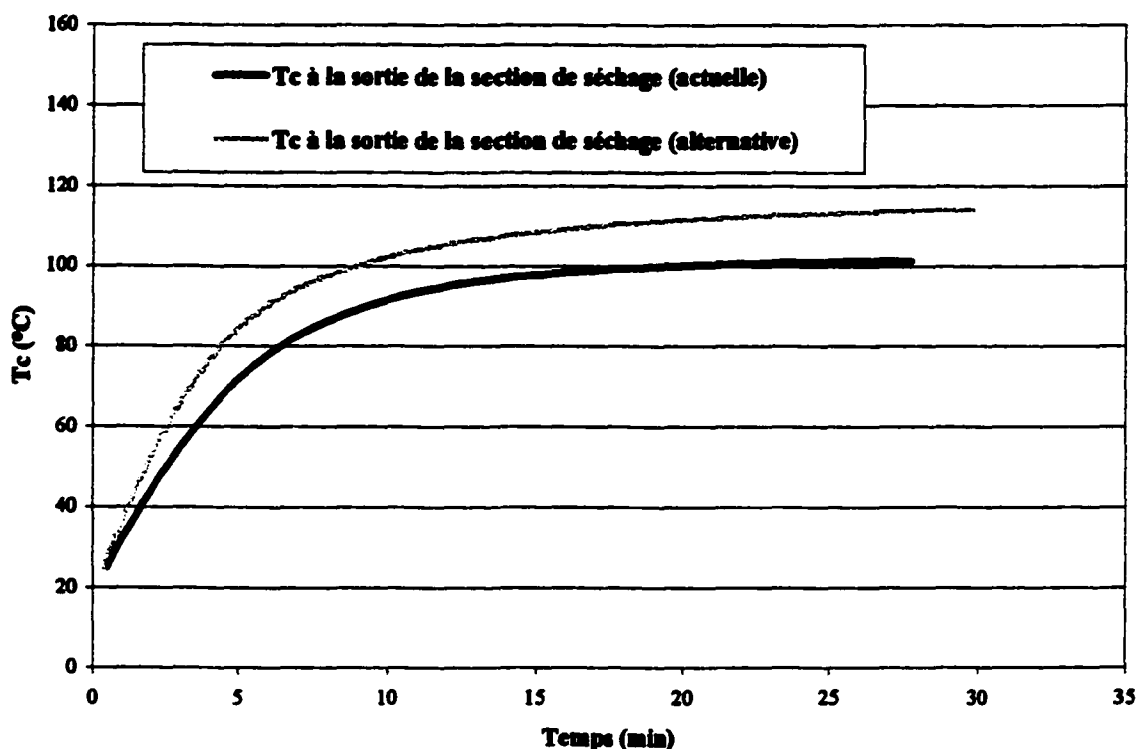


Figure 6.3.- Profils de la température du cylindre calculés à partir du modèle pour la situation actuelle et pour l'emplacement alternatif des inducteurs ( $P_{wn}=60\%$ ,  $W_r=2$  rev/min et  $PBT=0\%$ ).

Les résultats obtenus à partir du modèle et présentés aux Figures 6.3 à 6.5 démontrent que la réalisation de la modification sur le banc d'essai permet d'améliorer, du point de vue thermique, la performance actuelle du séchoir à induction. Le Tableau 6.4 contient l'information relative au rendement énergétique du procédé pour ces deux situations.



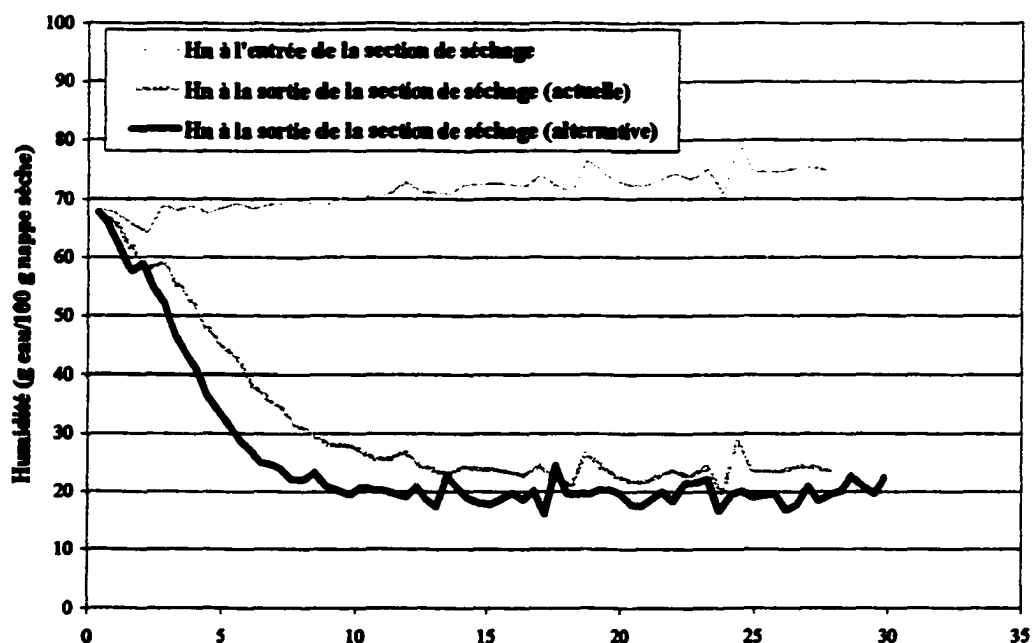


Figure 6.4.- Profils de l'humidité pour la nappe calculée à partir du modèle pour la situation actuelle et pour l'emplacement alternatif des inducteurs ( $P_{wn}=60\%$ ,  $W_r=2$  rev/min et  $PBT=0\%$ ).

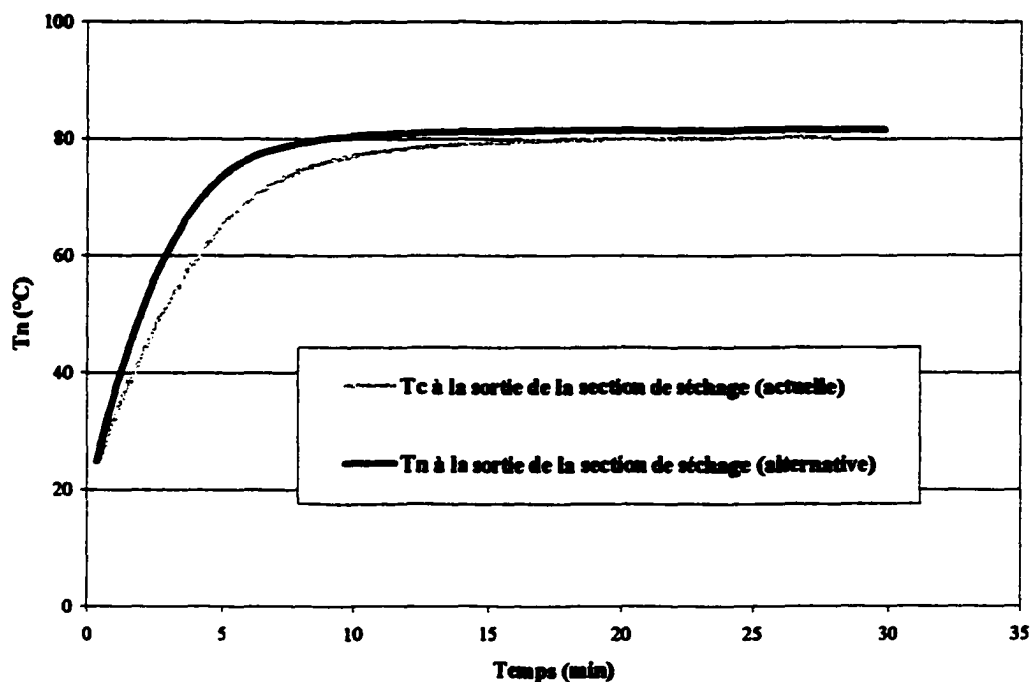


Figure 6.5.- Profil de températures pour la nappe calculé à partir du modèle pour la situation actuelle et pour l'emplacement alternatif des inducteurs ( $P_{wn}=60\%$ ,  $W_r=2$  rev/min et  $PBT=0\%$ ).

**TABLEAU 6.4.- RENDEMENT DU PROCÉDÉ PAR INDUCTION SOUS DES CONDITIONS ACTUELLES ET AVEC LA MODIFICATION DE L'EMPLACEMENT DES INDUCTEURS (PWN=60%, WR=2 REV/MIN ET PBT=0%).**

Situation	Surface offerte au refroidissement #1 (cm <sup>2</sup> )	H <sub>ns</sub> (g eau/100 g nappe sèche)	Qté d'eau évaporée (kg/hr)	Puissance utilisée (kW)	Rendement (%)
Actuelle	1485	24	4.82	5.2	65.6
Alternative	450	19	5.29	5.2	73.5

Ainsi, les résultats provenant du calcul du rendement énergétique du procédé indiquent une augmentation de la performance du procédé (d'environ 10%) lorsque l'on considère la modification faite sur l'emplacement des inducteurs, soit une réduction de près de 70% dans la surface offerte au refroidissement dans la section #1.

#### **6.2.2 Augmentation de la surface maximale disponible pour la section de séchage**

Dans cette partie, la deuxième modification possible à réaliser sur le banc d'essai est considérée. La Figure 6.6 présente les nouvelles dimensions des quatre sections existantes sur la périphérie du cylindre, une fois fait l'ajustement nécessaire sur l'actuateur qui déplace le bras tendeur de façon à augmenter la limite inférieure du déplacement.

Avec l'objectif de réaliser une comparaison par rapport à la situation actuelle (déjà calculée), une simulation avec une puissance nominale de 60%,  $W_r=2$  rev/min et la nouvelle surface maximale de contact est réalisée. Les Figures 6.7 à 6.9 montrent les résultats obtenus sous ces conditions d'opération. Le Tableau 6.5 présente les résultats obtenus pour cette nouvelle modification à considérer sur le banc d'essai.

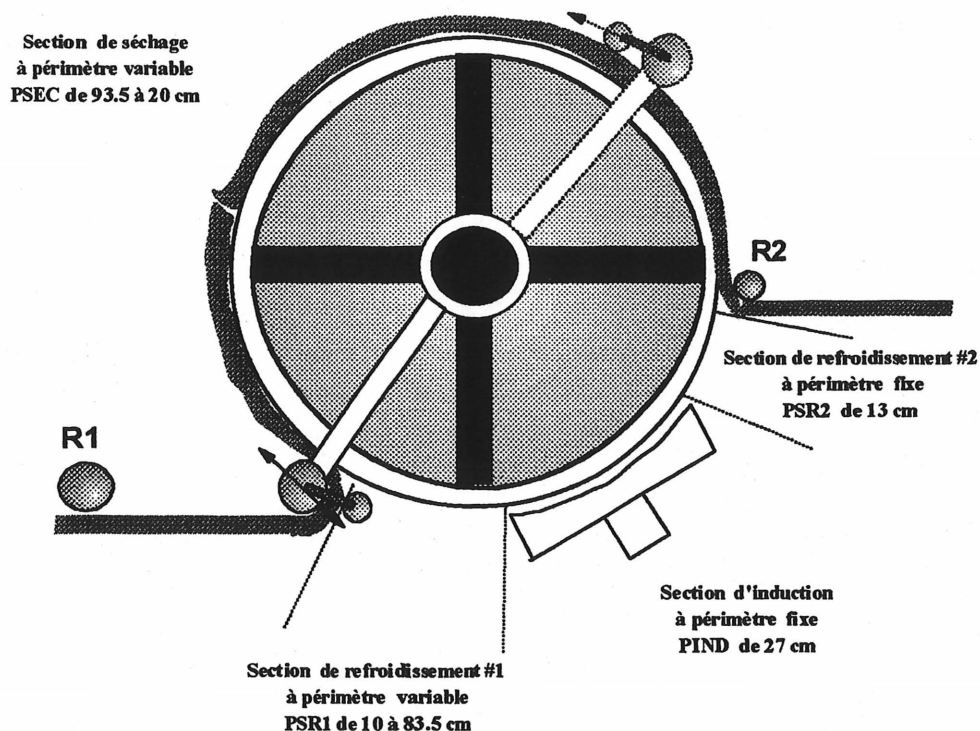


Figure 6.6.- Nouvelle distribution des périmètres des sections pour un ajustement optimal de la surface disponible pour le séchage.

TABLEAU 6.5.- RENDEMENT DU PROCÉDÉ PAR INDUCTION SOUS DES CONDITIONS ACTUELLES ET CONSIDÉRANT UNE MODIFICATION DE LA SURFACE DE SÉCHAGE DISPONIBLE (PWN=60%WR=2 REV/MIN ET PBT=0%).

Situation	Surface séchage (cm <sup>2</sup> )	Hns (g eau/100 g nappe sèche)	Qté d'eau éaporé (kg/hr)	Puissance utilisée (kW)	Rendement (%)
Actuelle	1621.5	24	4.82	5.2	65.6
Alternative	2150.5	17	5.48	5.2	76.1

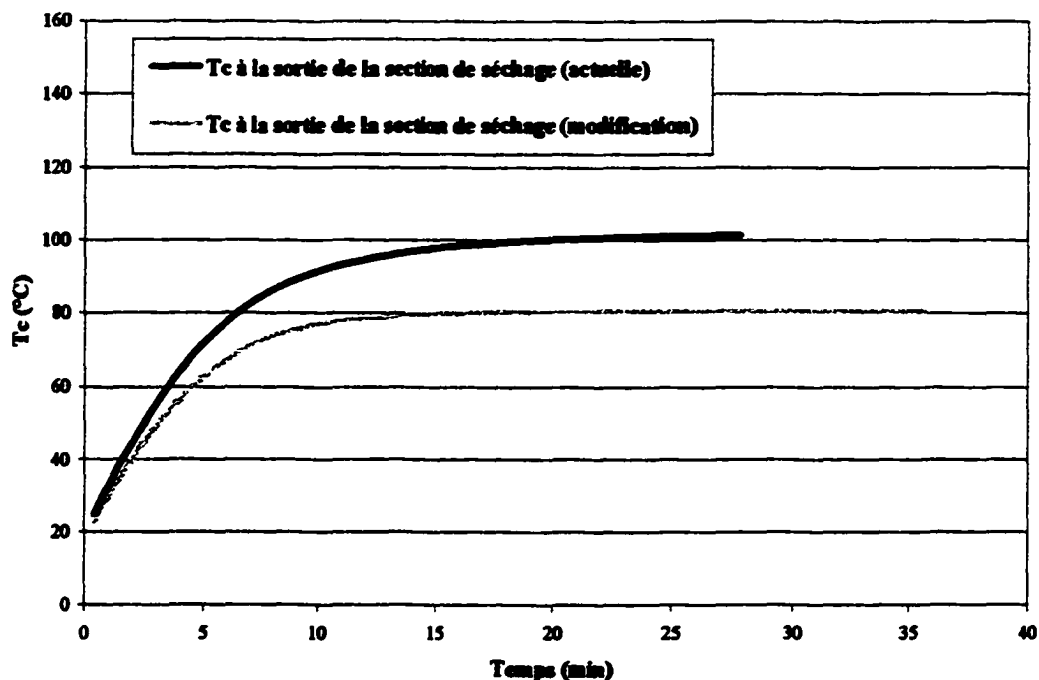


Figure 6.7.- Profil de températures du cylindre calculé à partir du modèle pour la situation actuelle et pour une modification de la surface de contact nappe-cylindre disponible ( $P_{wn}=60\%$ ,  $W_r=2$  rev/min et  $PBT=0\%$ ).

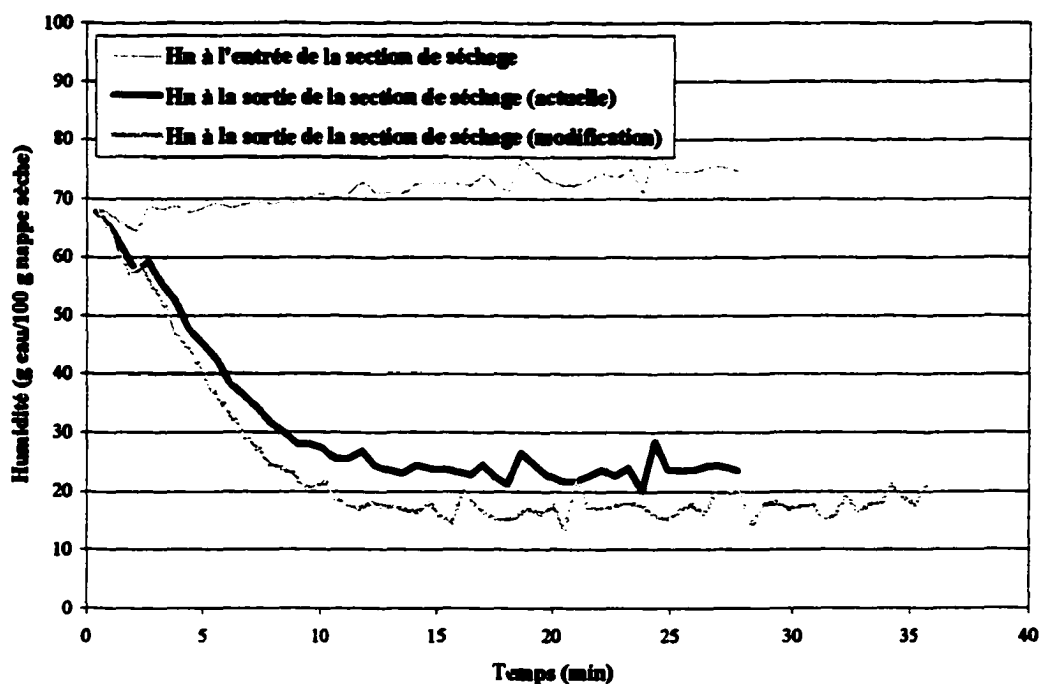


Figure 6.8.- Profil d'humidités de la nappe calculé à partir du modèle pour la situation actuelle et pour une modification de la surface de contact nappe-cylindre disponible ( $P_{wn}=60\%$ ,  $W_r=2$  rev/min et  $PBT=0\%$ ).

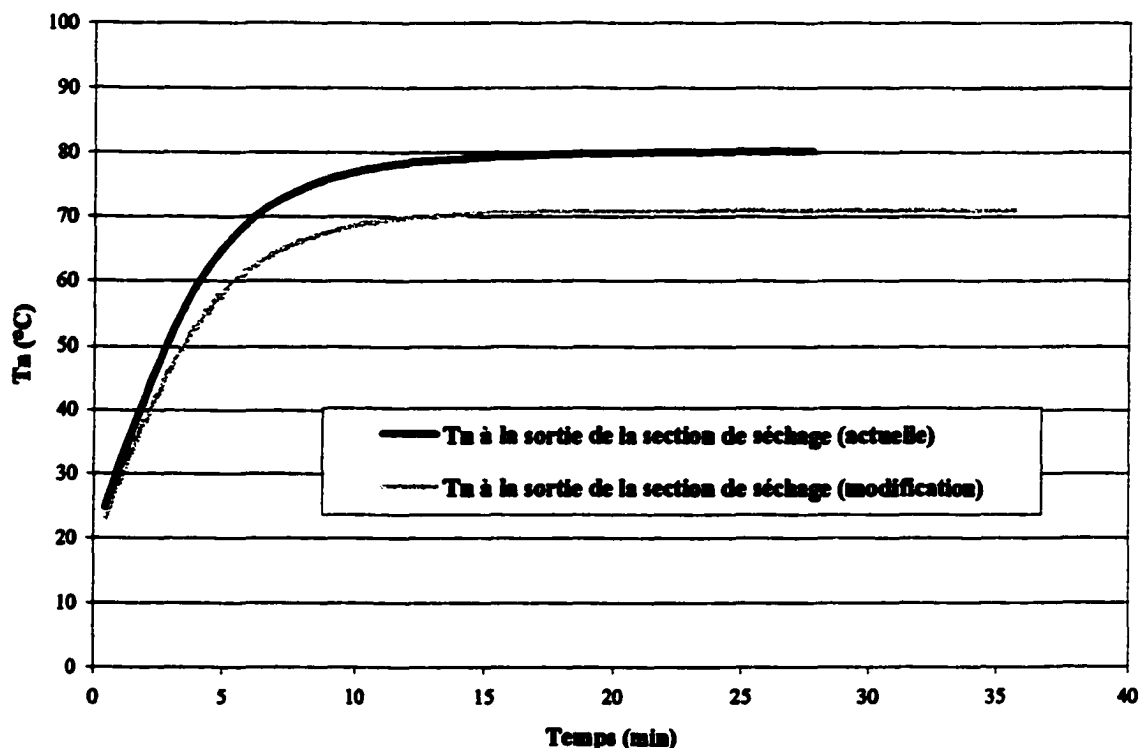


Figure 6.9.- Profil de températures de la nappe calculé à partir du modèle pour la situation actuelle et pour une modification de la surface de contact nappe-cylindre disponible ( $P_{wn}=60\%$ ,  $W_r=2$  rev/min et  $PBT=0\%$ ).

Ainsi, les résultats provenant du calcul du rendement énergétique du procédé indiquent une augmentation de la performance du procédé (d'environ 12%) lorsque l'on considère la modification faite sur la surface offerte pour le séchage de la nappe, soit une augmentation de près de 75% dans la surface offerte au séchage.

### Résumé

À partir de l'ensemble des résultats obtenus, les observations suivantes sont à signaler :

**Modification de l'emplacement des inducteurs**

1. le placement des inducteurs le plus proche possible de la section de séchage se traduit pour une augmentation du rendement énergétique du procédé. Sous cette condition, la température du cylindre résultante sera plus élevée comme conséquence d'une déperdition d'énergie moins grande dans la section de refroidissement #1;
2. en relation à la durée de la période de démarrage, se produit une diminution du temps requis par le procédé pour atteindre la condition stationnaire.

**Modification de la surface de séchage disponible**

1. l'utilisation d'une plus grande surface de séchage se traduit par une température du cylindre plus basse, résultant d'un transfert par conduction plus importante d'énergie du cylindre vers la nappe. La température du cylindre n'excède pas 90 °C, et l'humidité de la nappe plus est basse par rapport à la situation actuelle, étant donnée l'augmentation du temps de contact;
2. en relation à la durée de la période de démarrage, se produit une diminution du temps requis par le procédé pour atteindre la condition stationnaire.

## **CONCLUSION**

Dans l'industrie du textile et du papier, le séchage par contact de la nappe humide avec une surface chaude est très répandu et se fait sur une série de cylindres chauffés à l'aide de moyens conventionnels comme la vapeur, les brûleurs à gaz, etc. Le rendement énergétique pour ces technologies traditionnelles est faible. Ces industries peuvent donc bénéficier de procédés de séchage qui, par une meilleure maîtrise des facteurs énergétiques mis en œuvre, offrent des rendements énergétiques supérieurs et conservent la qualité du produit fini. Les électrotechnologies, utilisées dans des procédés utilisant les rayonnements infrarouges, de radiofréquences ou micro-ondes ont déjà montré qu'ils tombent dans cette catégorie pour un vaste éventail de procédés de chauffage, de préséchage et de séchage des matériaux fibreux.

Parmi les autres électrotechnologies offrant un potentiel d'application pour le traitement thermique de matériaux on note l'induction électromagnétique. Plus spécifiquement, le chauffage d'un cylindre métallique par induction électromagnétique a ouvert toute une gamme d'applications pour le chauffage, le préséchage et le séchage de nappes de fibres y défilant en continu.

Les travaux réalisés ici ont été consacrés au développement d'un modèle phénoménologique décrivant la dynamique des variables du procédé de séchage d'une nappe avec un cylindre chauffé par induction électromagnétique, soient la température du cylindre tout le long de sa périphérie, ainsi que l'humidité et la température de la nappe à la sortie de la section de séchage du cylindre.

Le modèle posé considère de façon explicite les différents mécanismes de transfert d'énergie de la part du cylindre, ce qui a permis de caractériser l'importance relative des processus de déperdition d'énergie par convection et radiation du cylindre vers l'environnement. Le flux d'énergie par conduction qui se produit à l'intérieur du cylindre, en réponse à l'existence d'un gradient de température le long de la périphérie du cylindre, a également été caractérisé. Les conditions de rotation du cylindre pour lesquelles ce flux d'énergie est négligeable ou non ont été établies.

Le processus d'induction d'énergie dans le cylindre fut caractérisé de façon bien précise. Les expériences réalisées à cet effet ont démontré que l'induction est bien localisée dans la partie du cylindre qui fait face aux inducteurs, et que l'induction présente un caractère distribué dans la section d'induction, une distribution déterminée par le design particulier de l'ensemble bobines – électroaimant.

Le modèle posé, représenté par l'ensemble des équations obtenues des bilans correspondants aux quatre sections définies sur la périphérie du cylindre, fut résolu sur la base du concept de la dérivée substantielle. Avec cette approche, le volume de contrôle est mobile et se déplace à une vitesse déterminée par la vitesse de rotation du cylindre. Cela a permis de formuler la résolution numérique du modèle sur la base d'un temps spatial et non du temps chronologique. Les performances qui en résultent, en terme du temps de calcul de la réponse dynamique du procédé, sont beaucoup plus grandes par rapport à celles d'une résolution basée sur une approche différentielle partielle conventionnelle (EDP).



Le processus de transfert d'énergie entre la surface chaude du cylindre et la nappe a été caractérisée, et le coefficient de contact à l'interface nappe-cylindre fut déterminé à partir des données expérimentales provenant du banc d'essai. Le comportement observé pour le coefficient de contact correspond avec ceux rapportés dans la littérature courante et la magnitude de ce coefficient sont concordantes avec les valeurs rapportées pour le séchage de papier.

Le processus de transfert de masse, associé à l'évaporation de l'eau fut, caractérisé au moyen du coefficient de transfert de masse  $K_g$ . Ce coefficient présentait une variation subite quand la température du cylindre à l'entrée de la section de séchage était proche de 100 °C. Ce comportement observé fut expliqué de façon cohérente par la transition d'un mécanisme de transfert de masse par capillarité à un mécanisme de transfert par convection, lorsque la température du cylindre tend vers la température d'ébullition de l'eau.

La validation du modèle fut faite à partir des données expérimentales obtenues lors d'une série d'essais réalisés sur le banc d'essais et indépendantes de ceux de la calibration. Le procédé fut alors soumis à une gamme nouvelle de changements des variables d'opération du procédé, telles que la puissance nominale de chauffage, la vitesse de rotation, la surface de contact entre la nappe et le cylindre et le niveau des perturbations dans l'humidité de la nappe à l'entrée.

À partir des résultats obtenus de la validation du modèle, on a observé que celui-ci a la capacité de représenter relativement bien la dynamique expérimentale du procédé, face à des changements réalisés sur les variables d'opération.

Globalement, la réponse du modèle présente une erreur relative moyenne d'environ 5% entre le calcul du modèle pour la température du cylindre et de la nappe à la sortie de la section de séchage et les données. Une erreur relative moyenne de 15% est associée au calcul du modèle pour l'humidité de la nappe à la sortie de la section de séchage. Dans ce cas-ci, la plus grande déviation fut obtenue durant la phase terminale du démarrage du procédé, dans une plage de température du cylindre de 80 à 100 °C.

Des travaux complémentaires ont permis d'envisager l'utilisation du modèle dans quelques applications. Premièrement, pour la détermination du rendement énergétique du procédé de séchage utilisant de façon innovatrice cette électrotechnologie, fut faite sous différentes conditions d'opération. Des valeurs entre 55 et 75% ont été déterminées pour le rendement énergétique du procédé de séchage, ce qui rend compétitif ce procédé face aux autres électrotechnologies existantes.

Deuxièmement, le modèle fut utilisé comme outil de design et a permis d'évaluer l'avantage de réaliser certaines modifications du prototype disponible. Les modifications ont porté sur le déplacement des inducteurs à une position différente de leur emplacement actuel. Une deuxième modification a considéré l'accroissement de la surface maximale de contact nappe-cylindre au moyen d'ajustements dans le dispositif de placement de la nappe sur le cylindre (actuateur qui déplace le bras tendeur).

Dans ces deux situations, l'effet des modifications envisagées, évalué par calcul, a indiqué des rendements énergétiques supérieurs pour le procédé de séchage.

## RECOMMANDATIONS

Dans le cadre des travaux réalisés pour l'atteinte des objectifs prévus un certain nombre de facettes intéressantes à explorer davantage sont apparues et sont mentionnées ci-dessous.

- Il serait intéressant d'étendre l'expérimentation sur le banc d'essai et l'effort de modélisation au cas des nappes épaisses (géotextiles, agrotextiles, feutrine, etc.), une industrie en plein essor.
- La question de la commande du procédé reste encore à explorer. Dans ce domaine il faudra évaluer les perspectives d'utilisation du modèle posé, soit comme part intégrante de la structure de commande (Internal Model Control), ou comme source génératrice d'informations pour l'obtention d'un modèle linéaire (fonction de transfert) pour le procédé. Dans un tel cas, les paramètres du modèle pourraient être obtenus directement d'une procédure d'identification de système à partir de ces données. Ainsi, des structures très performantes de commande à caractère adaptatif ou à structure alternative (fuzzy control) pourraient être considérées.
- Malgré l'adéquation très satisfaisante du modèle à caractériser le procédé de séchage d'une nappe mince sur le banc d'essai, il reste à valider sa capacité prévisionnelle sur un montage à l'échelle industrielle.

## BIBLIOGRAPHIE

- AKAOUL, S. E.** (1983) *A heat and mass transfer study – analysis of continuous processes for the coloration of polyester fabric. ii. Modelling and characteristics of the (polyester) fabric heating*, Applied Polymer Sci. J., Vol. 27, 4713-4733 pp.
- ANDERSON, J. D.** (1995) *Computational fluid dynamics : The basics with applications*, McGraw-Hill, New York, 547 pp.
- ASENSIO, M. C., SEYED-YAGOOBI J., LETHINEN, J. A., KARLSSON, M. A., TIMOFEEV, O. N., JUPPI, K.** (1995) *Comparison of several multi-cylinder paper drying simulation models*, Drying Technology, Vol. 13, N° 4, 945-958 pp.
- BACAOANU, A., TUDOSE, R. Z.** (1997) *Drying of materials by direct contact with a heated surface. Modelling of the constant drying rate period*, Hungarian J. of Industrial Chemistry, Vol. 25, 53-58 pp.
- BACAOANU, A., TUDOSE, R. Z.** (1994) *Séchage des matériaux solides par contact direct avec une surface chauffée*, Revue Roumaine de Chimie, Vol. 39, N° 11, 1257-1266 pp.
- BEN NASRALLAH, S., PERRE, P.** (1988) *Detailed study of model of heat and mass transfer during convective drying of porous media*, Int. J. Heat Mass Transfer, Vol. 31, N° 5, 957-967 pp.
- BERGER, D., PEL, D.C.T.** (1973) *Drying of hygroscopic capillary porous solids: A theoretical approach*, Int. J. Heat Mass Transfer, Vol. 16, 293-302 pp.
- BORIES, S., BACON, G., RECAN, M.** (1984) *Experimental and Numerical Study of Coupled Heat and Mass Transfert in Porous Materials*, 4<sup>th</sup> Int. Drying Symposium , Kyoto, Japon, Vol. 1, 159-164 pp.
- BROADBENT, A.D., CÔTÉ, B., FECTEAU, T., KHATIBI-SARABI, P., THÉRIEN, N.** (1994) *Pre-drying textile fabrics with infrared radiation*, Textile Res. J., Vol. 64, N° 3, 123-129 pp.
- BROADBENT, A.D., THÉRIEN, N., ZHAO, Y.** (1998). *Comparison of the thermal fixation of reactive dyes on cotton using infrared radiation or hot air*, Ind. Eng. Chem. Res., 37, 1781-1785.
- BRUIN, S.** (1969) *Calculation of temperature and moisture distribution during contact drying of a sheet of moist material*, Int. J. Heat Mass Transfer, Vol. 12, 45-59 pp.

- CHABERT, J. VIALIER, P., MEISEL, N.** (1979) *Applications des micro-ondes au séchage en continu de mèches et fils de gros titre*, L'Industrie Textile, N° 1081, Septembre 1979, 533-537 pp.
- CHARTRI E. H., THÉRIEN, N., BROADBENT, A.D., PÉREZ, S.** (1996) *Modeling the dynamics of the continuous drying of thin sheets on a metallic drum heated by induction*, Compte-rendu de la conférence: I Taller International de Analisis de Procesos, Paper 30, La Habana, Cuba, 24 pp.
- CHEN, P. , PEI, D.C.T.** (1989) *A mathematical model of drying processes*, Int. J. Heat Mass Transfer, Vol 32., 297-310 pp.
- CHETAFF, A., HARMAND, S., BAUDOIN, B., DESMET, B.** (1994) *Séchage par rayonnement infrarouge et convection d'une enduction en couche mince* , Entropie, N° 187, 53-62 pp.
- CHURCHILL, S. W., CHU, H.S.** (1975) *Correlating equations for laminar and turbulent free convection from a horizontal cylinder*, Int. J. Heat Mass Transfer, Vol. 18, 1049-1053 pp.
- COEVOET, M. M.** (1983) *Le chauffage par induction. Principe et dimensionnement des inducteurs*, Rapport Électricité de France, Centre des Renardières, 46 pp.
- CÔTÉ, B., BROADBENT, A. D., THÉRIEN, N.** (1990) *Modélisation et simulation du séchage en continu des couches minces par rayonnement infrarouge*, Can. J. Chem. Eng., Vol. 68, 786-793 pp.
- COUMANS, W. J., KRUFF, W. M. A.** (1995) *Mechanistic and lump approach of internal transport phenomena during drying of paper sheet*, Drying Technology, Vol. 13, N° 4, 985-998 pp.
- CUL, Y., RAMASWAMY, S., TOURIGNY, C.** (1999) *Through-air drying of tissue and towel grades*, Tappi , Vol 82, N° 4, 203-208 pp.
- DAVIES, J., SIMPSON, P.** (1979) *Induction heating handbook*, Chapter 12 (Theory of Induction Heating), Mc-Graw-Hill, UK, 307-371 pp.
- DEVELEY, G.** (1989) *Induction : Le chauffage sectorisé d'un cylindre à très faible inertie thermique*, Les Cahiers de l'innovation, Institut Universitaire de Technologie (L.A.M.M.), France, 2 pp.
- DHIB, R.** (1994a) *Modélisation, simulation et contrôle numérique d'un procédé de séchage par rayonnement infrarouge*, Thèse, Université de Sherbrooke, Canada, 212 pp.

- DHIB, R., BROADBENT, A. D., THÉRIEN, N.** (1994b) *Modeling and simulation of the drying of thin sheets in a continuous infrared dryer*, Can. J. Chem. Eng., Vol. 72, 894-905 pp.
- DHIB, R., THÉRIEN, N., BROADBENT A.D.** (1999) *Model-based multivariable control of the drying of a thin sheet of fibers in a continuous infrared dryer*, Can. J. Chem. Eng., Vol. 77, A7(6), 1055-1064 pp.
- FARGES, D., HEMAT, M., LAGUÉRIE, C., VACHET, F., ROUSSEUAX, P.** (1995) *A new approach to contact drying modeling*, Drying Technology, Vol. 13, N° 5-7, 1317-1329 pp.
- FAROUK, B., GÜCERİ, S. I.** (1981) *Natural convection from a horizontal cylinder- laminar regime*, J. Heat Transfer, Vol. 103, 522-527 pp.
- FAROUK, B., GÜCERİ, S. I.** (1982) *Natural convection from a horizontal cylinder- turbulent regime*, J. Heat Transfer, Vol. 104, 228-235 pp.
- GRIGULL, U., HAUF, W.** (1966) *Natural convection from a horizontal cylinder*, Proceeding Int. Heat Transfer Conference, Vol. 6, 154-158 pp.
- HADLEY, R. G.** (1984) *Numerical modeling of the drying of porous material*, Proceeding 4<sup>th</sup> Int. Drying Symposium, Kyoto, Japon, Vol. 1, 151-158 pp.
- HAN, S. T.** (1970) *Drying of papers*, Tappi, Vol. 53, N° 6, 1034-1046 pp.
- HASATANI, M., ITAYA, Y., MIURA, K.** (1988) *Hybrid drying of granular materials by combined radiative and convective heating*, Drying Technology, Vol. 6, N° 1, 43-68 pp.
- HEURTIN, J., POIROUX, R.** (1981) *les inducteurs de réchauffage en induction*, Electricité de France, Bulletin de la Direction des Études et Recherche, Serie B, N° 3, 31-56 pp.
- HIMMELBLAU, D. M.** (1996) *Basic principles and calculations in chemical engineering*, 6<sup>th</sup> édition, Prentice Hall, NJ, 732 pp.
- KITAMURA, K., KAMI-IWA, F., MISUMI, T.** (1999) *Heat transfer and fluid flow of natural convection around large horizontal cylinders*, Int. J. Heat and Mass Transfer, Vol. 42, 4093-4106 pp.
- KUEHN T.H., GOLDSTEIN, R.J.** (1976) *An experimental and theoretical study of natural convection in the annulus between horizontal concentric cylinders*, J. Fluid Mech., Vol. 74, 4<sup>th</sup> part, 695-719 pp.

- LAMPINEN, M.J., OJALA, K.T.** (1993) *Mathematical modeling of web drying*, Advances in Transport Processes IX, Chapitre 7, Elsevier Sciences Publishers, 271-346 pp.
- LANERES, J., PERRIN, J., STAROSWIECKI, M., TOUZANI, A.** (1978) *Étude du fonctionnement des séchoirs textiles*, Bulletin Scientifique Institut Textile de France, Vol. 7, N° 27, 393-408 pp.
- LANGLOIS, C., MAISONNEUVE, R.** (1986) *Électric infrared technology in textile drying processes*, AATCC Int. Conference & Exhibition, Book of Papers, Atlanta, 85-94 pp.
- LEBOIS, P., COPIN, C., GARNIER, P.** (1995) *Modélisation du fonctionnement d'un cylindre sécheur chauffé au gaz pour l'industrie textile*, Revue Générale de Thermique, N° 399, 247-255 pp.
- LEBOIS, P., COPIN, C., GARNIER, P.** (1996) *Modélisation des transferts de chaleur et de masse dans un préséchoir textile*, Gaz d'aujourd'hui, N° 5, 227-231 pp.
- LEE, P., HINDS, J.** (1982) *Analysis of heat and mass transport within a sheet of papermaking fibers during drying*, Drying' 82, 74-82 pp.
- LEMAITRE, A., PERRON, M., FOULARD, C.** (1997) *Modelling and parameter estimation of paper machine drying sections*, Proceeding of Digital Computer Applications to Process Control, 357-365 pp.
- McCABE, W. L., SMITH, J., HARRIOT, P.** (1993) *Unit operations of chemical engineering*, McGraw-Hill, 5<sup>th</sup> édition, New York, 1130 pp.
- MIKHAILOV, M. D.** (1975) *Exact solution of temperature and moisture distributions in a porous half-space with moving evaporation front*, Int. J. Heat Mass Transfer Vol. 18, 797-804 pp.
- METAIL, J. P.** (1978) *Induction moyenne fréquence appliquée au chauffage de fil – étude des paramètres de rendement énergétique*, Rapport Électricité de France, Versailles, 16 p.
- METAXAS, A. C.** (1996) *Foundations of electroheat : a unified approach*, John Wiley & sons, England, 500 pp.
- MORGAN, V. T.** (1975) *The overall convective heat transfer from smooth circular cylinders*, Advances in Heat Transfer, Academic Press, New York, Vol. 11, 199-264 pp.
- NAVARRI, P.** (1992) *Étude du séchage par rayonnement infrarouge - Application à un produit capillaro-poreux et à une enduction*, Thèse, Université Claude Bernard Lyon I, France, 214 pp.

- NISSAN, A. H., HANSEN, D. (1960) *Heat transfer and water removal in cylinder drying*, Tappi, Vol. 43, N° 9, 753-756 pp.
- NISSAN, A. H., HANSEN, D. (1961) *Fundamentals of drying porous materials*, Tappi, Vol. 44, N° 8, 529-534 pp.
- NISSAN, A. H., KAYE, W. G. (1955) *An analytical approach to the problem of drying of thin fibrous sheets on multicylinders machines*, Tappi, Vol. 38, N° 7, 385-395 pp.
- NORDON, P., DAVID, H. H. (1967) *Coupled diffusion of moisture and heat in hygroscopic textile materials*, Int. J. Heat Mass Transfer Vol. 10, 853-866 pp.
- ORFEUIL, M., ROBIN, A. (1987) *Electric process heating – technologies / equipment / applications*, Chapitre 6 (Electromagnetic Induction Heating), Battelle Press, Ohio, 391-517 pp.
- PARROUFFE, J. M. (1992) *Combined convective and infrared drying of a capillary porous body*, Thèse, Université de McGill, Montreal, Canada, 214 pp.
- PARROUFFE, J. M., DOSTIE, M., NAVARRI, P., ANDRIEU, J., MUJUMDAR, A. S. (1997) *Heat and mass transfer relationship in combined infrared and convective drying*, Drying Technology, Vol. 15, N° 2, 399-425 pp.
- PÉREZ, S., THÉRIEN, N., BROADBENT A.D. (1997) *Modeling the temperature dynamics of a electromagnetic heated cylinder used for the continuous drying of a sheet of fabric*, Proceedings of the IV Congreso interamericano sobre el medio ambiente, Universidad Simón Bolívar, Caracas, Venezuela, 8 pp.
- PÉREZ, S., THÉRIEN, N., BROADBENT A D. (2000) *Modélisation du régime dynamique du séchage en continu d'une nappe mince de fibres sur un tambour métallique chauffé par induction électrique*, accepté pour présentation à XIX Interamerican Congress of Chemical Engineering/XIV Brazilian Congress of Chemical Engineering, Sao Paolo, Brésil septembre 2000.
- POIREUX, M. R. (1982) *Nouveaux types d'inducteurs dans le domaine du réchauffage*, Conférences ELEC, Paris, 20 pp.
- POULIN, A., DOSTIE, M., PROULX, P., KENDALL, J. (1997) *Convective heat and mass transfer and evolution of the moisture distribution in combined convection and radio frequency drying*, Drying Technology, Vol. 15, N° 6-8, 1893-1907 pp.



- POUNDER, J. R., AHRENS, F. W.** (1986) *A mathematical model of high intensity paper drying*, Proceeding 5<sup>th</sup> Int. Drying Symposium, Boston, 341-348 pp.
- RAITHBY G.D, HOLLANDS G. T.** (1975) *A general method of obtaining approximate solutions to laminar and turbulent free convection problems*, Advances in Heat Transfer, Academic Press, New York, Vol. 11, 266-315 pp.
- RAMASWAMY, S., HOLM, R.A.** (1999) *Analysis of heat and mass transfer during drying of paper/board*, Drying Technology, Vol. 17, N° 1-2, 49-72 pp.
- RAMASWAMY, S., HOLM, R.** (1992) *Analysis of heat and mass transfer during drying of paper/board*, Drying '92, Partie B, Éditeur: A.S. Mujumdar, Elsevier Sciences Publisher, Amsterdam, 973-983 pp.
- REBOUX, J.** (1984) *Les inducteurs linéaires en traitement thermique par induction*, J.F.E, N° 3, 30-33 pp.
- ROTSTEIN, E., CORNISH, A. R. H.** (1978) *A transport phenomena analysis of air drying of foodstuffs*, Proceeding 1<sup>st</sup> Int. Drying Symposium, Vol. 1, 24-29 pp.
- SIEGEL R., HOWELL J.R.** (1972) *Thermal radiation heat transfer*, McGraw-Hill, New York, 815 pp.
- SLITINE, M. D.** (1994) *Identification et commande en temps réel d'un procédé de séchage par radiation infrarouge*, Thèse , Université de Sherbrooke, Canada, 195 pp.
- SLITINE, M. D., THÉRIEN, N., BROADBENT A.D.** (2000) *Real-time parameter identification for a control-oriented model of the continuous infrared drying of a wet fabric*, accepté pour publication dans Textile Research Journal, mars 2000.
- SLITINE, D., THÉRIEN, N., BROADBENT, A.D., PÉREZ S.** (1996) *Adaptative multivariable control of an infrared oven for the continuous drying of textile*, Compte-rendu de la conférence: I Taller International de Analisis de Procesos, paper 26, La Habana, Cuba, 29 pp.
- STEMMELEN, D., MOYNE, C., PERRÉ, P., LEBOIS, P.** (1997) *Drum drying of fabrics*, Drying Technology, Vol. 15, N° 9, 2089-2112 pp.
- STUART, I. M., HOLCOMBE, V.** (1984) *Heat transfer through fiber beds by radiation with shading and conduction*, Textile Res. J., Vol. 64, 149-157 pp.
- TOKUDEN Inc.** (1995) *Induction heated jacket roller*, Catalogue de produits, 16 pages, Kyoto, Japon.

- WHITAKER, S.** (1977) *Simultaneous heat mass and momentum transfer in porous media: a theory of drying*, Advances in Heat Transfer, Vol. 13, Academic Press, New York, 119-203 pp.
- WILHELMSSON, B., NILSSON, L., STENSTRÖM, S., WIMMERSTEDT, R.** (1993) *Simulation models of multi-cylinders paper drying*, Drying Technology, Vol. 11, N° 6, 1177-1203 pp.
- WILHELMSSON, B., STENSTRÖM, S., NILSSON, L., KROOK, R., PERSSON, H., WIMMERSTEDT, R.** (1996) *Modeling multicylinders paper drying - Validation of a New Simulation Program*, Tappi , Vol. 79, N° 4, 157-166 pp.
- ZHANG, Z., YANG, S., LIU, D.** (1999) *Mechanism and mathematical model of heat and mass transfer during convective drying of porous materials*, Heat Transfer- Asian Research, Vol. 28, N° 5, 337-351 pp.

## **ANNEXE A**

### **COURBES DE CALIBRATION**

**A.1 Calibration des mesures de puissance de chauffage.**

**A.2 Humidité de la nappe**

**A.3 Calibration de la vitesse de rotation du cylindre**

**A.4 Calibration de la position du bras tendeur et périmètre  
couvert par la nappe**

### A.1 Calibration des mesures de puissance de chauffage.

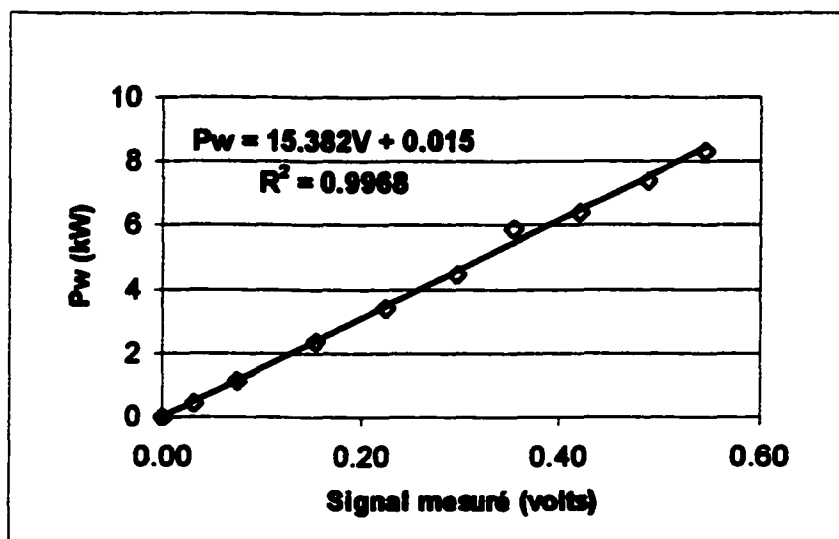


Figure A.1.- Courbe de calibration pour la puissance mesurée à la source Pwm en fonction du signal en tension émis par le wattmètre.

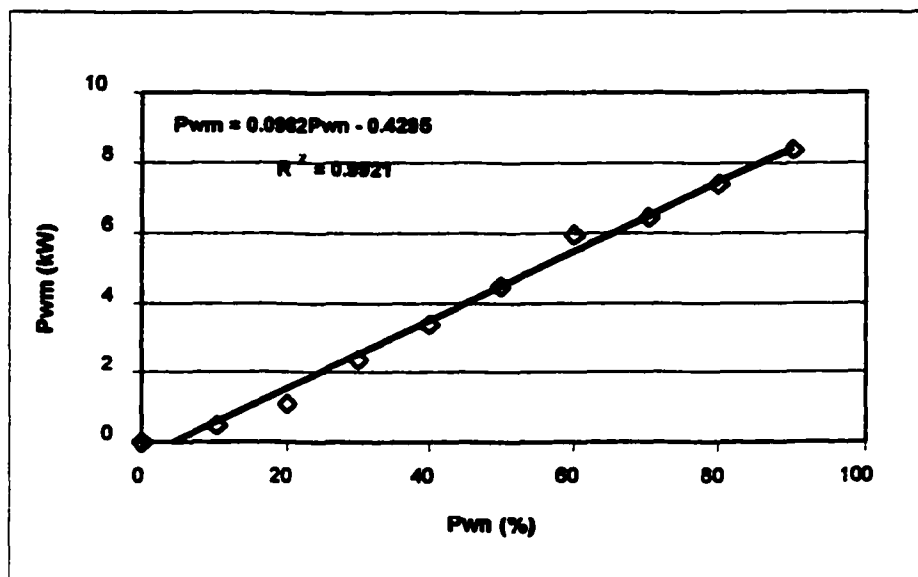


Figure A.2.- Relation entre la puissance mesurée à la source Pwm et la puissance nominale Pwn.

## A.2 Humidité de la nappe

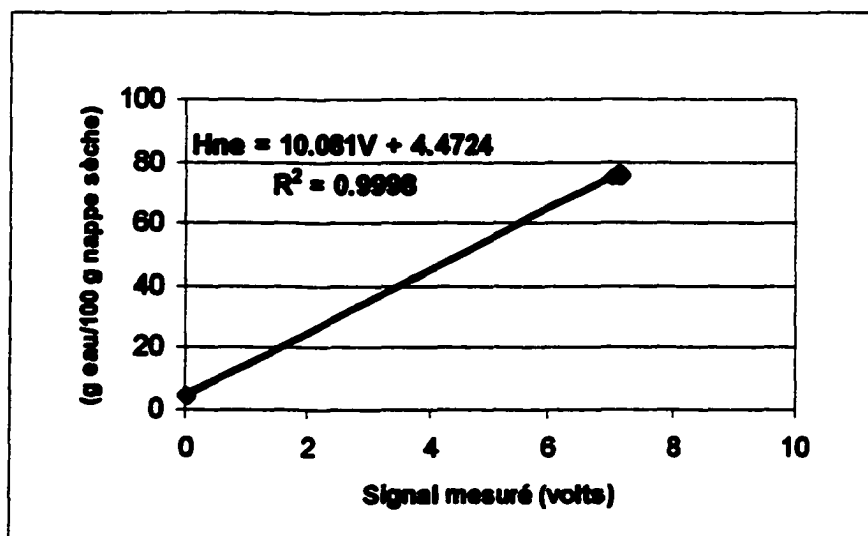


Figure A.3.- Courbe de calibration pour l'humidimètre à l'entrée du séchoir.

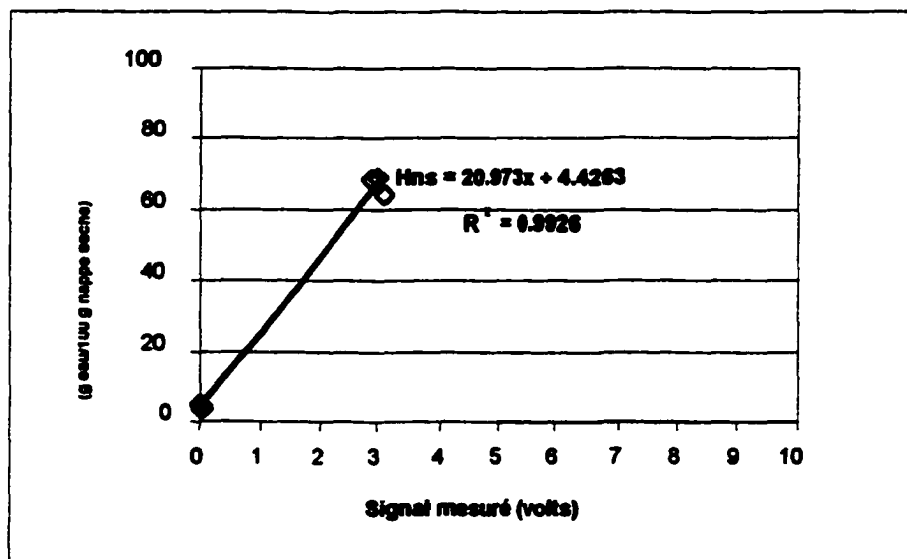


Figure A.4.- Courbe de calibration pour l'humidimètre à la sortie du séchoir.

### A.3 Calibration de la vitesse de rotation du cylindre

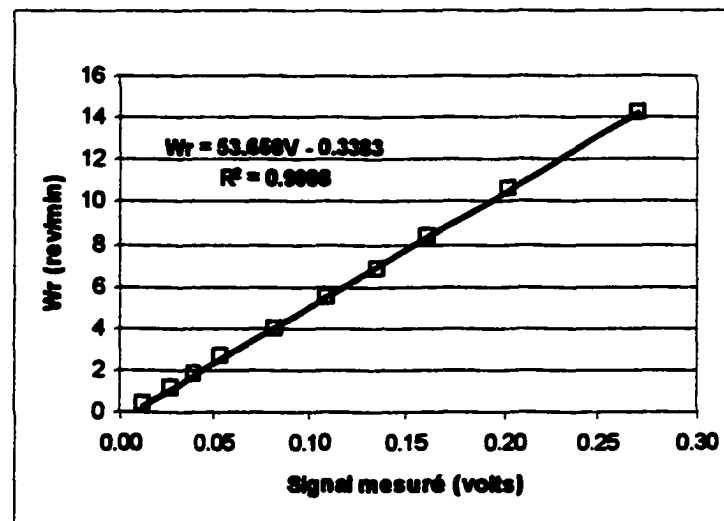


Figure A.5.- Vitesse de rotation du cylindre mesurée au banc d'essai en fonction du signal en tension.

### A.4 Calibration de la position du bras tendeur et périmètre couvert par la nappe

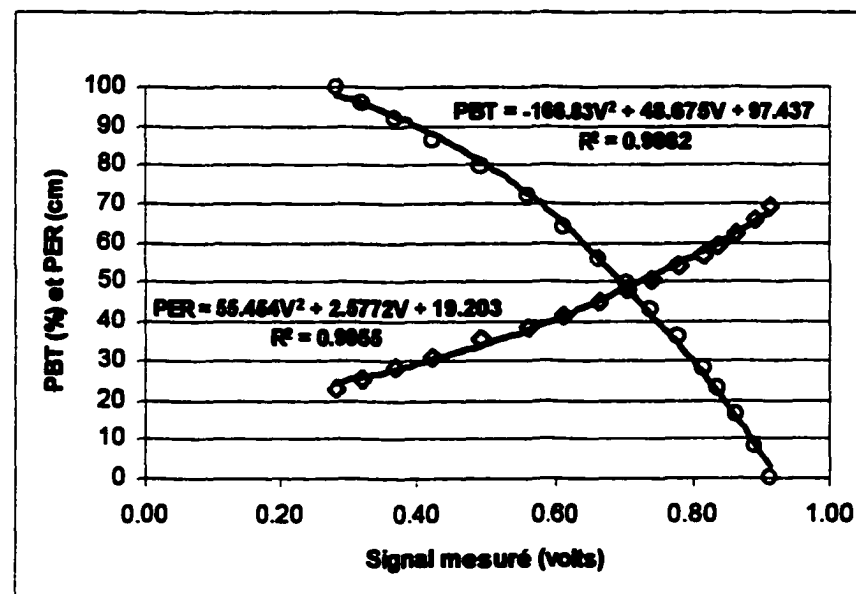


Figure A.6.- Position du bras tendeur PBT et périmètre couvert par la nappe PER en fonction du signal en tension.

## **ANNEXE B**

### **COEFFICIENTS DE LA SÉRIE DE FOURIER UTILISÉE POUR REPRÉSENTER LE FACTEUR D'INDUCTION**

**Résumé des résultats obtenus par la minimisation du facteur d'induction FIND avec le logiciel TableCurve 2D version 4.0 (Jandel Scientific)**

**Polynôme de la série de Fourier : Équation 6848**

**La série est la suivante :**

$$FIND_{(Z'')} = \frac{a_0}{2} + \sum_{n=1}^{10} (a_n \cos(n\pi.Z'') + b_n \sin(n\pi.Z''))$$

$$R^2 = 0.871$$

**Tableau b.1 .- Valeurs des constantes dans la série de Fourier déterminées par minimisation**

<b>n</b>	<b>a<sub>n</sub></b>	<b>b<sub>n</sub></b>
0	6640.30	-----
1	43.11	-6222.57
2	-5113.38	-72.61
3	-81.43	3668.29
4	2278.99	71.51
5	51.29	-1210.60
6	-539.13	-30.21
7	-14.40	195.17
8	54.50	5.32
9	1.41	-10.64
10	-1.13	-0.22